



UNIVERSIDAD POLITÉCNICA DE MADRID
ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE INGENIERÍA
AERONÁUTICA Y DEL ESPACIO
GRADO EN INGENIERÍA AEROESPACIAL

TRABAJO FIN DE GRADO

**Diseño de un sistema de atenuación de vibraciones para
una pala de aerogenerador**

AUTOR: Javier CLEMENTE MAESTRE

ESPECIALIDAD: Ciencias y Tecnologías Aeroespaciales

TUTOR DEL TRABAJO: Marcos CHIMENO MANGUÁN

Julio de 2017

Diseño de un Sistema de Atenuación de Vibraciones para una Pala de Aerogenerador

Javier Clemente Maestre

Índice General

Prólogo	1
1. Introducción	2
1.1. La Energía Eólica	2
1.1.1. Orígenes.....	2
1.1.2. Ventajas e Inconvenientes.....	7
1.2. Aerogeneradores	8
1.2.1. Tipos de Aerogeneradores.....	8
1.2.2. Subsistemas y Componentes	9
1.3. Solución Clásica – Solución TMD	11
2. Tuned Mass Damper (TMD)	12
2.1. Tuned Mass Damper	12
2.1.1 TMD en las Líneas de Transmisión de Potencia.....	12
2.1.2 TMD en Automoción.....	12
2.1.3 TMD en Construcción	12
2.2. Principio de Funcionamiento	13
2.3. Principio de Funcionamiento con Amortiguamiento	19
3. Modelo FEM de la Pala de Aerogenerador	29
3.1. Aerodinámica.....	29
3.1.1. Selección de los Perfiles Aerodinámicos de la Pala	29
3.2. Diseño Estructural	33
3.2.1. Estructura Interna de la Pala	33
3.2.2. Materiales Empleados	35
3.2.3. Propiedades de la Pala del Aerogenerador.....	36
3.3. Descripción del Modelo FEM.....	40
3.3.1. Rigidez Centrífuga.....	41
3.3.2. Reducción Estática de Guyan.....	43
3.3.3. Cargas Externas en el Modelo.....	44
3.3.4. Amortiguamiento.....	46

3.4. Respuesta de la Pala	46
3.5. Características Modales	48
3.5.1. Modos Propios de la Pala Empotrada.....	48
3.5.2. Modos Propios de la Pala Empotrada con la Reducción Estática de Guyan	53
3.5.3. Diagrama de Campbell	55
3.5.4. Diagrama de Waterfall	57
4. Solución del Problema de Vibraciones.....	60
4.1. Solución Clásica	60
4.1.1. Parámetros Escogidos	60
4.1.2. Variación de las Frecuencias Naturales	61
4.1.3. Diagrama de Campbell	61
4.1.4. Respuesta de la Pala – Solución Clásica	63
4.2. Solución por TMD	65
4.2.1. Parámetros Escogidos	65
4.2.2. Respuesta de la Pala – Solución TMD.....	66
5. Optimización del Conjunto de TMDs	71
5.1. Variables de Diseño	71
5.1.1. Restricción de Posición.....	71
5.1.2. Restricción Másica.....	72
5.1.3. Restricción de Amortiguamiento.....	72
5.2. Restricción al Movimiento de los TMD	72
5.3. Algoritmo Genético de Optimización.....	73
5.4. Resultado de la Optimización	73
5.5. Comentarios a la Solución por TMD	79
6. Conclusiones.....	81
Referencias	83

Índice de Figuras

Figura 1: Charles F. Bush (1849-1929)	3
Figura 2: Turbina Eólica Gigante de Brush en Cleveland (Ohio)	4
Figura 3: Poul la Cour (1846-1908).....	5
Figura 4: Aerogeneradores de Prueba de Paul la Cour en 1897 en Askov Folk, Askov (Dinamarca)....	5
Figura 5: Evolución del Tamaño y la Potencia de los Aerogeneradores.....	6
Figura 6: Parque Eólico <i>Offshore</i>	7
Figura 7: Subsistemas y Componentes de un Aerogenerador de Eje Horizontal	9
Figura 8: “Stockbridge damper”	12
Figura 9: TMD en lo alto del Taipéi 101.....	13
Figura 10: Esquema Básico de un TMD	14
Figura 11: Representación de la Solución de la Ecuación	18
Figura 12: Respuesta del Sistema para $\mu = 0$ y $\mu = 0.5$	19
Figura 13: Esquema Básico de un TMD con Amortiguamiento.....	20
Figura 14: Respuesta del Sistema Original para Varios Valores de γ	24
Figura 15: Respuesta del Sistema Completo para unos Valores Concretos de μ , γ y γ_a	25
Figura 16: Respuesta del Sistema Completo para Varios Valores de μ	26
Figura 17: Respuesta del Sistema Completo para Varios Valores de γ	27
Figura 18: Respuesta del Sistema Completo para Varios Valores de γ_a	28
Figura 19: Representación de los Perfiles Aerodinámicos de la Pala	31
Figura 20: Cuerda de la Pala en función de la Distancia al Buje	31
Figura 21: Torsión de la Pala en función de la Distancia al Buje.....	32
Figura 22: Representación de la Pala del Aerogenerador	33
Figura 23: Representación de un Perfil Aerodinámico Genérico.....	34
Figura 24: Representación de un Perfil Aerodinámico Genérico de la Raíz de la Pala	35
Figura 25: Representación de $M(r)$	38

Figura 26: Representación de $EA(r)$	38
Figura 27: Representación de $EL_x(r)$ y $EL_y(r)$	39
Figura 28: Representación de $GJ(r)$	40
Figura 29: Elemento “Space Frame”	40
Figura 30: Esquema Básico del Desarrollo de la Rigidez Centrífuga	41
Figura 31: Localización del Elemento Finito	42
Figura 32: Representación de las Cargas en x	45
Figura 33: Representación de las Cargas en y	45
Figura 34: Desplazamiento en x Punta de Pala Estado Inicial.....	47
Figura 35: Desplazamiento en y Punta de Pala Estado Inicial.....	48
Figura 36: Modos Propios de la Pala Empotrada	49
Figura 37: Representación 1º Modo Propio de la Pala	51
Figura 38: Representación 3º Modo Propio de la Pala	51
Figura 39: Representación 4º Modo Propio de la Pala	52
Figura 40: Representación 2º Modo Propio de la Pala	53
Figura 41: Representación 5º Modo Propio de la Pala	53
Figura 42: Modos Propios de la Pala Empotrada con Reducción Estática de Guyan	54
Figura 43: Diagrama de Campbell Estado Inicial.....	55
Figura 44: Diagrama de Campbell Estado Inicial Zona de Interés	57
Figura 45: Representación de la Ley de Control.....	58
Figura 46: Diagrama de Waterfall Estado Inicial	58
Figura 47: Diagrama de Campbell Solución Clásica.....	62
Figura 48: Diagrama de Campbell Solución Clásica Zona de Interés	62
Figura 49: Comparación Desplazamiento en x Punta de Pala Estado Inicial – Solución Clásica.....	64
Figura 50: Desplazamiento en x Punta de Pala Solución Clásica.....	65
Figura 51: Comparación Desplazamiento en x Punta de Pala Estado Inicial – Solución TMD	67

Figura 52: Desplazamiento en x Punta de Pala Solución TMD	68
Figura 53: Comparación Semilongitud Cajón de Torsión – Movimiento TMD	69
Figura 54: Montaje de una Pala de Aerogenerador	71
Figura 55: Limitación al Movimiento de los TMD	72
Figura 56: Representación de la Nube de Soluciones	74
Figura 57: Comparación Desplazamiento en x Punta de Pala Estado Inicial – Solución TMD Optimizado	78
Figura 58: Desplazamiento en x Punta de Pala Solución TMD Optimizado.....	79

Índice de Tablas

Tabla 1: Características de la Pala de Aerogenerador Escogida.....	30
Tabla 2: Materiales Compuestos utilizados para el Cálculo Estructural de la Pala	36
Tabla 3: Propiedades Estructurales de la Pala	36
Tabla 4: Clasificación de los Modos Propios de la Pala.....	49
Tabla 5: Variación de las Frecuencias con el Amortiguamiento	50
Tabla 6: Clasificación de los Modos Propios de la Pala Reducción Estática de Guyan.....	54
Tabla 7: Obtención de las Combinaciones Modo – Armónico con Problemas	56
Tabla 8: Incrementos de Espesor Solución Clásica.....	60
Tabla 9: Incremento de Masa – Solución Clásica.....	61
Tabla 10: Comparación Frecuencias Naturales Sistema No Conservativo Estado Inicial – Solución Clásica.....	61
Tabla 11: Obtención de las Combinaciones Modo – Armónico con Problemas Solución Clásica	63
Tabla 12: Comparación de la Amplitud del Movimiento Estado Inicial – Solución Clásica	64
Tabla 13: Parámetros de los TMD I	65
Tabla 14: Parámetros de los TMD II	66
Tabla 15: Modificación de las Frecuencias Naturales del Sistema No Conservativo con la Incorporación de los TMD	67
Tabla 16: Comparación de la Amplitud del Movimiento Estado Inicial – Solución TMD.....	68
Tabla 17: Características de los TMD	74
Tabla 18: Características de los TMD Masas Pequeñas	75
Tabla 19: Características de los TMD Masas Grandes	76
Tabla 20: Características del TMD Solución.....	77
Tabla 21: Comparación Solución Clásica – Solución TMD	82

Prólogo

El primer capítulo ofrece una breve introducción a la industria eólica, haciendo un desarrollo acerca de la propia fuente de energía, sus ventajas e inconvenientes y un pequeño repaso a los diversos sistemas que existen en la actualidad para aprovecharla. Al final de este capítulo, se describen las dos soluciones de interés en este texto para la solución del problema de vibraciones de las palas de aerogenerador, la solución clásica y la solución mediante atenuadores de vibraciones.

En el segundo capítulo se proporciona un desarrollo en profundidad de la teoría a seguir en la solución del problema de vibraciones mediante atenuadores. Tras enumerar algunas de las aplicaciones más comunes de los atenuadores, se analiza en profundidad el elemento y se ofrece el estudio de la respuesta de un sistema con atenuador tanto conservativo como no conservativo.

Tras lo anterior, en el capítulo tercero, se precisa el modelo de elementos finitos realizado a la hora de modelizar la pala de aerogenerador. Una vez definidas las características aerodinámicas de la pala, se calculan las propiedades de la misma, tanto másicas como de rigidez. Estas propiedades se usarán posteriormente en la construcción del modelo de elementos finitos, modelo al que se le incorporará una rigidez centrífuga, se le realizará la reducción estática de Guyan y se le añadirá un amortiguamiento viscoso con matriz proporcional. Después de calcular las cargas a las que está sometido el modelo, se calcula la respuesta de la pala en un rango de frecuencias de interés. En último lugar, se efectúa un estudio acerca de las características modales de la pala con la clasificación de los modos propios de la misma y la representación de los diagramas de Campbell y Waterfall con el fin de determinar las posibles resonancias que puedan aparecer en el margen de funcionamiento de la pala del aerogenerador.

El cuarto capítulo ofrece una primera solución al problema de vibraciones, tanto mediante la solución clásica como mediante la solución por atenuadores de vibraciones. En el caso de la solución clásica, se calculan las nuevas frecuencias naturales de la pala del aerogenerador, se representa el nuevo diagrama de Campbell y se compara la nueva respuesta de la pala con la del estado inicial. Para la solución mediante atenuadores, también se calculan las nuevas frecuencias naturales del sistema y se realiza la comparación de la respuesta entre el estado inicial y el nuevo.

Posteriormente, el quinto capítulo muestra la optimización de un conjunto de atenuadores en función de los parámetros escogidos (posición, masa y coeficiente de amortiguamiento adimensional). Esta optimización presenta una serie de restricciones para conseguir que la solución obtenida sea viable. Tras aportar una breve explicación del algoritmo utilizado en la optimización se presentan los resultados y se ofrecen una serie de conclusiones y comentarios acerca de la solución mediante atenuadores de vibraciones.

Finalmente, el capítulo sexto ofrece una síntesis de todo lo redactado en este texto, repasándolo de principio a fin con el objetivo de ayudar al lector a retener las ideas principales del escrito.

1. Introducción

En este capítulo se hará una introducción a la energía eólica, tratando sus orígenes y ventajas e inconvenientes, para posteriormente estudiar el sistema que permite su aprovechamiento, el aerogenerador. Finalmente, se exponen la solución clásica y la solución objeto de estudio en este trabajo, a la que se ha llamado solución por TMD (*Tuned Mass Damper*).

1.1. La Energía Eólica

1.1.1. Orígenes

Las necesidades energéticas de la humanidad han sido satisfechas de muy diversas formas desde la antigüedad. Los primeros homínidos, por ejemplo, utilizaban la energía química para producir fuego y la energía mecánica (humana o animal) para fabricar utensilios o labrar la tierra.

Sin embargo, estas necesidades energéticas no han permanecido invariables en el tiempo, sino que han experimentado un acusado crecimiento conforme la población aumentaba y la técnica mejoraba. Como ejemplo de lo anteriormente expuesto se puede señalar la Revolución Industrial, donde la maquinaria ya no podía ser abastecida con la energía mecánica del hombre o de los animales y fue necesario el empleo de motores alternativos alimentados mediante combustibles fósiles. Con la llegada de este sistema mecánico-termodinámico de propulsión se produjo un enorme aumento en la capacidad de transmitir información, bienes y servicios a distancias mucho mayores; lo cual trajo consigo un gran desarrollo social [1].

Ahora bien, el problema de los sistemas que consumen combustibles fósiles en su funcionamiento es que, eventualmente, estos se agotarán ya que su disponibilidad en la Tierra es limitada. Actualmente se están agotando las reservas halladas y el número de las encontradas es cada vez menor. Todo lo expuesto con anterioridad, unido a una extensión de la concienciación ambiental, hace que se consideren otros tipos de fuentes de energía, como son la solar y la eólica, prácticamente inagotables. Estas fuentes de energía ya habían sido empleadas por el hombre con anterioridad y, afortunadamente, con la tecnología actual ha sido posible una transformación y mejora de las mismas para poder satisfacer la demanda energética.

La **energía eólica** es la energía proveniente del viento, es decir, la energía cinética generada por el efecto de las corrientes de aire. Es una energía renovable; las energías de este tipo se obtienen de fuentes naturales virtualmente inagotables ya sea por la inmensa cantidad de energía que contienen, o porque se regeneran por medios naturales a mayor velocidad que con la que son consumidas. El término eólico viene del latín *Aeolicus*, perteneciente o relativo a Éolo o Eolo, dios de los vientos en la mitología griega y, por tanto, perteneciente o relativo al viento [2].

La primera referencia histórica de un molino de viento data del siglo I a.C., en el cual Herón de Alejandría describe un artefacto que suministra aire a un órgano mediante el empleo de un molino de viento. No obstante, habría que esperar hasta el siglo XIX para transformar la energía eólica en eléctrica. En 1802, Lord Kelvin tuvo la idea de acoplar un generador eléctrico a una máquina que

aprovechara el viento. Fue el antecedente del aerogenerador, que no se pudo crear hasta que en 1850 se inventó la dinamo [3].

El inventor Charles F. Brush (1849-1929) creó en 1888 la primera turbina eólica para generar electricidad. La turbina funcionó durante 20 años y cargó las baterías en el sótano de su mansión. A pesar del tamaño de la turbina, el generador era solamente un modelo de 12 kW. Esto se debe al hecho de que las turbinas eólicas de giro lento del tipo americano de rosa de vientos no tienen una eficiencia media particularmente alta.

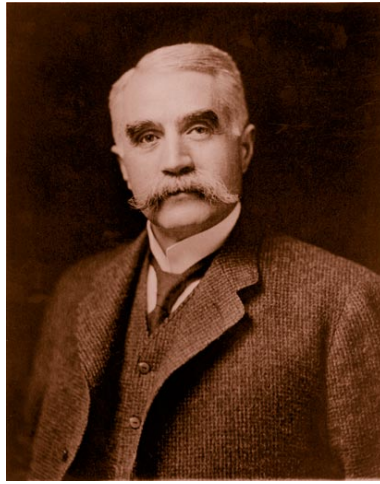


Figura 1: Charles F. Brush (1849-1929)

Fuente: <http://xn--drmstrre-64ad.dk/wp-content/wind/miller/windpower%20web/es/pictures/brush.htm>

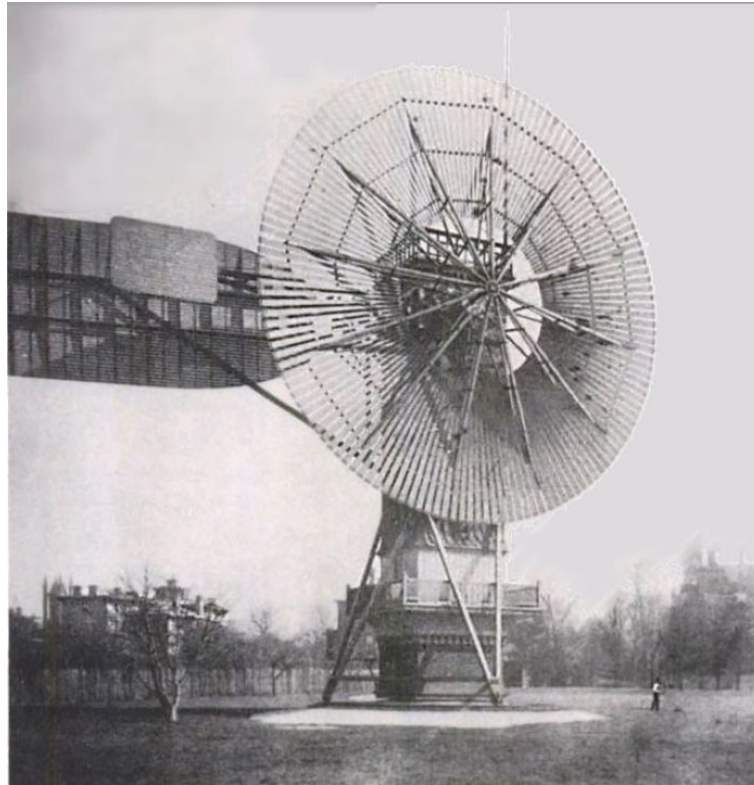


Figura 2: Turbina Eólica Gigante de Brush en Cleveland (Ohio)

Fuente: <http://xn--drmstrre-64ad.dk/wp-content/wind/miller/windpower%20web/es/pictures/brush.htm>

Sin embargo, fue el danés Poul la Cour (1846-1908) el precursor de la tendencia actual en aerogeneradores de eje horizontal. Poul la Cour fue uno de los pioneros de la moderna aerodinámica, y construyó su propio túnel de viento para realizar experimentos. Poul la Cour descubrió que las turbinas eólicas de giro rápido con pocas palas de rotor son más eficientes para la producción de electricidad que aquellas de giro lento [4].

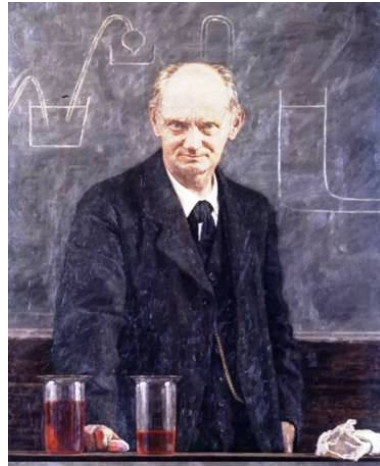


Figura 3: Poul la Cour (1846-1908)

Fuente: <http://www.folkecenter.net/gb/rd/wind-energy/48007/poullacour/>



**Figura 4: Aerogeneradores de Prueba de Paul la Cour en 1897
en Askov Folk, Askov (Dinamarca)**

Fuente: <http://xn--drmstrre-64ad.dk/wp-content/wind/miller/windpower%20web/es/pictures/lacour.htm>

Pese a estos avances en los conocimientos de las turbinas eólicas, los motores de combustible fósil y las turbinas de gas monopolizaron la producción de electricidad y, solo después de dos guerras mundiales, cuando comenzó a escasear el suministro de petróleo, se reavivó el interés por la energía eólica.

La industria moderna de la energía eólica comenzó en 1979, con la fabricación en serie de aerogeneradores por parte de los fabricantes Kuriant, Vestas, Nordtank y Bonus. Aquellas máquinas eran pequeñas, con potencias de entre 20kW y 30kW cada una. Desde entonces, el tamaño de los aerogeneradores ha crecido enormemente, y con el tamaño, la potencia generada, y la producción ha dejado de ser cosa de cuatro o cinco países, expandiéndose a muchas naciones. La tendencia actual es la de seguir creciendo en tamaño, pero también el buscar otras opciones, como por ejemplo instalar aerogeneradores *offshore* (en el mar), donde el viento alcanza velocidades muy elevadas.

El principal inconveniente del aumento del tamaño de las palas es que es necesaria una mayor rigidez de las mismas para evitar la colisión entre la pala y la torre debida a la deflexión de la primera. Además, con el aumento de rigidez las frecuencias naturales de las palas disminuyen, pudiendo darse el fenómeno de la resonancia y ponerse en peligro la integridad estructural del aerogenerador.

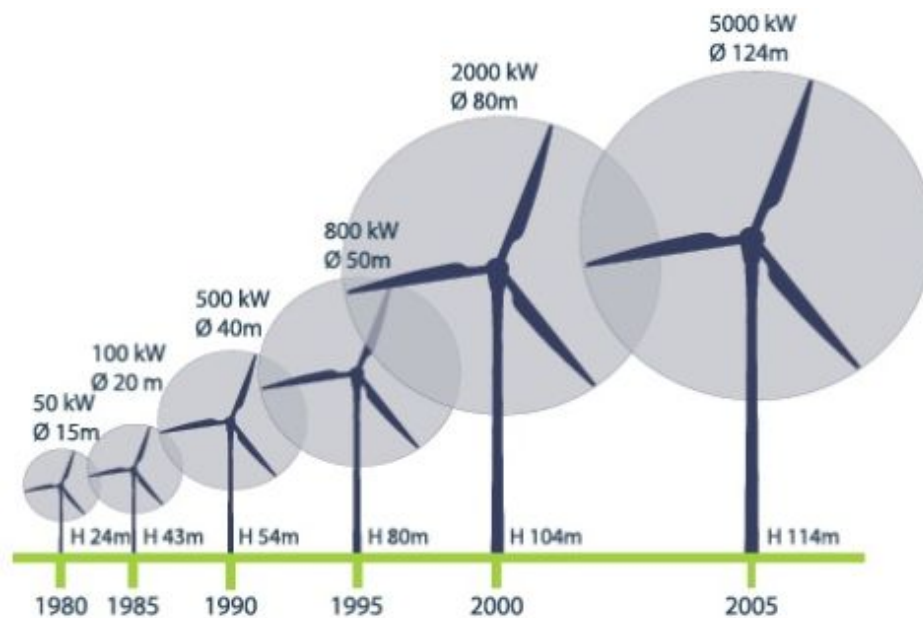


Figura 5: Evolución del Tamaño y la Potencia de los Aerogeneradores

Fuente: [5]

Como la Global Wind Energy Council [6] señala, el 2015 fue un año estelar para la industria eólica y para la revolución energética, acabando con la redacción del Acuerdo de París el 12 de diciembre de ese mismo año, donde 186 gobiernos finalmente acordaron los hitos a lograr para intentar frenar el cambio climático. A finales del 2015 había unos 433GW de potencia eólica instalada en todo el mundo, lo que significó un incremento acumulativo del 17%.

En España, a finales de 2015, la potencia eólica instalada era de 23 GW (22% de la potencia bruta instalada del sistema eléctrico nacional), cubriendo ese año el 18% de la demanda eléctrica.

Además, España cuenta con la multinacional Gamesa, situada entre los primeros fabricantes de aerogeneradores a nivel mundial.



Figura 6: Parque Eólico Offshore

Fuente: <http://www.vilferelectric.com/es/2015/11/03/generadores-offshore-una-nueva-forma-de-distribucion-de-energia/>

1.1.2. Ventajas e Inconvenientes

Ventajas

La energía eólica es considerada una **fuentes de energía renovable y verde**. El viento es un fenómeno creado por las diferencias de presión atmosférica entre puntos, yendo siempre desde zonas de alta presión a zonas de baja presión, siendo por tanto un recurso global, explotable en muchas zonas del mundo. Se dice entonces que la energía eólica es inagotable porque es el Sol el responsable de generar esas diferencias de presión. En el aprovechamiento de la energía del viento no se contamina de la misma manera que cuando se obtiene energía partiendo de combustibles fósiles, carbón o la energía nuclear; ya que en todo el proceso de obtención de la energía eléctrica no se emiten gases contaminantes ni se generan residuos dañinos para el medio ambiente.

La instalación de aerogeneradores puede hacerse en espacios donde no se permitan otro tipo de actividades, pero también es compatible con otros usos del suelo, tales como la agricultura o la ganadería. Por lo tanto, se puede decir que la energía eólica tiene un **ínfimo impacto en terrenos adyacentes**.

Por otra parte, la industria eólica **genera numerosos puestos de trabajo** en diversos ámbitos del sector, como son la fabricación, la investigación, la seguridad, el mantenimiento, etc.

Inconvenientes

Uno de los mayores problemas de la energía eólica es la **intermitencia del viento**. En consecuencia, la energía eólica no puede utilizarse como única fuente de energía, sino que debe de combinarse con otras. Por otra parte, la **variabilidad del viento** hace que, para poder transportar la energía producida durante los picos del mismo, haya que construir líneas eléctricas que puedan soportar el máximo de electricidad producida (aunque posteriormente la media sea mucho inferior), lo cual da lugar a un sobredimensionamiento del tendido eléctrico. En el caso opuesto se tienen las depresiones en la producción, que han de ser suplementadas inmediatamente, pues de lo contrario se podrían producir apagones.

Además de la necesidad de una velocidad de viento mínima para mover las palas del aerogenerador, también existe un límite superior, es decir, una velocidad de viento mayor que la cual hay que desconectar la máquina, porque la estructura podría sufrir daños. Por lo tanto, existe una **limitación de la velocidad de giro máxima**.

Algunos otros inconvenientes de la energía eólica son los del tipo medioambiental. Entre ellos destaca el **impacto visual** de los parques eólicos, pues debido a la gran altura y envergadura de estas máquinas, son visibles desde grandes distancias, deteriorando de esta forma el paisaje. Las grandes dimensiones de los aerogeneradores también les generan problemas relacionados con la **avifauna**, y es que se han dado casos de choques de aves con las palas de aerogeneradores, aunque no suele ser un hecho frecuente.

Por último, pero no menos importante, también es de destacar el **ruido** que originan estos aparatos en su funcionamiento. El ruido está causado sobre todo por el movimiento de la punta de las palas en su movimiento, pero también hay que incluir el efecto de toda la maquinaria giratoria (multiplicadora, generador).

1.2. Aerogeneradores

1.2.1. Tipos de Aerogeneradores

A lo largo de los años, numerosas investigaciones relacionadas con el diseño de los aerogeneradores han sido llevadas a cabo con el objetivo de hallar la forma más adecuada de aprovechar la energía del viento. A pesar de las variaciones de diseño, el principio de funcionamiento es el mismo en todos los aerogeneradores: la energía cinética del viento proporciona energía mecánica a un rotor hélice que, mediante una transmisión mecánica, hace girar el rotor de un generador, generalmente un alternador trifásico, que convierte la energía mecánica rotacional en energía eléctrica.

Los aerogeneradores pueden ser clasificados atendiendo a numerosos criterios, por ejemplo, según la fuerza que utilizan para hacer girar al rotor, habiendo dos opciones: resistencia al viento y sustentación. Ahora bien, dentro de cada una de dichas categorías existe todavía una amplia gama de diseños, por lo que no es práctico agruparlos de esta manera.

Por el contrario, todos los aerogeneradores pueden agruparse en dos grandes categorías: **aerogeneradores con eje de rotación vertical** (VAWT, *Vertical Axis Wind Turbine*) y **aerogeneradores con eje de rotación horizontal** (HAWT, *Horizontal Axis Wind Turbine*). Este aspecto es más práctico, pues el eje de giro es fácilmente identificable en los aerogeneradores.

1.2.2. Subsistemas y Componentes

Los aerogeneradores no son un único sistema sólido, sino que su funcionamiento es posible gracias a la interacción de diversos componentes o subsistemas. Estos subsistemas pueden presentar variaciones de un aerogenerador a otro. A continuación, se describen los principales componentes de un HAWT típico.

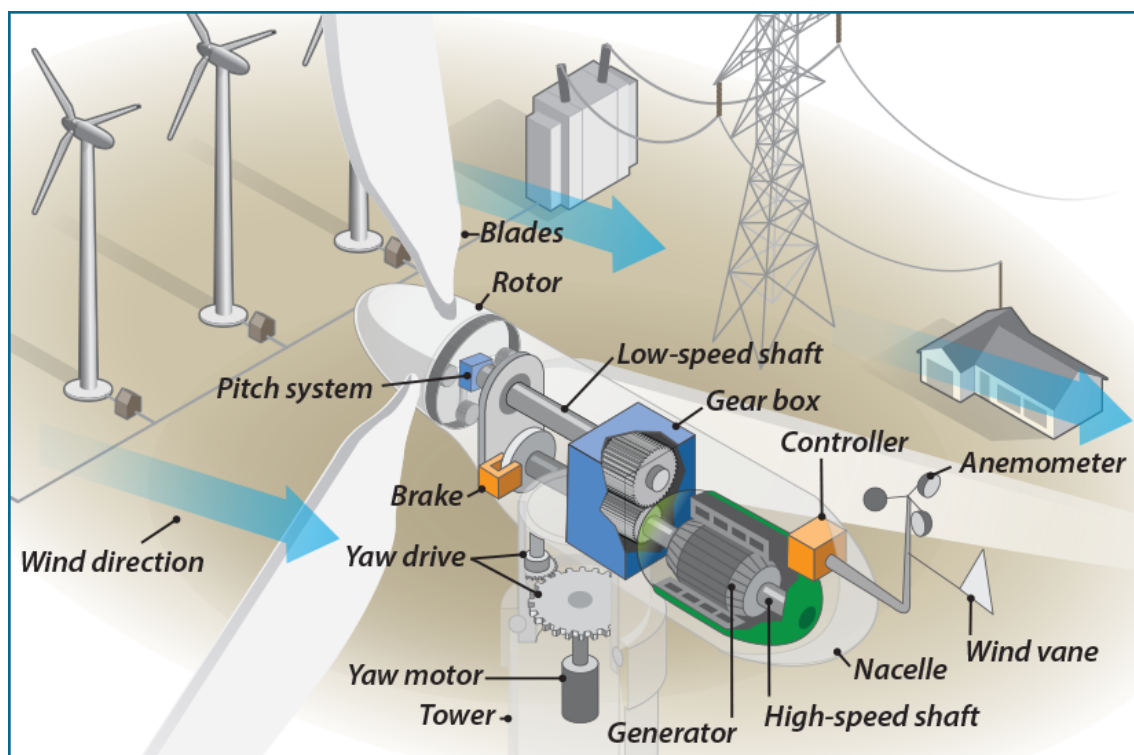


Figura 7: Subsistemas y Componentes de un Aerogenerador de Eje Horizontal

Fuente: <https://energy.gov/eere/wind/inside-wind-turbine-0>

Rotor

El **rotor** del aerogenerador está formado por las palas y el buje. Estos dos componentes son considerados los más importantes desde el punto de vista del coste y del comportamiento global del aerogenerador. La misión del rotor es captar la energía cinética del viento mediante el giro de las palas.

Palas

Las **palas** del aerogenerador se encargan de generar la sustentación y, en consecuencia, el momento que hace girar el rotor. En el caso de aerogeneradores de gran potencia, suelen medir entre

40 y 80m de longitud. Las palas son un elemento muy importante y, hoy en día, la tecnología se centra en aumentar su eficiencia aerodinámica mediante el uso de perfiles aerodinámicos propios de aerogeneradores y en disminuir el peso de las mismas.

Por este motivo, las palas se fabrican con materiales compuestos, generalmente resina epoxi con fibra de vidrio/carbono mediante el método RLI (*Resin Liquid Infusion*). La velocidad de giro suele tener un límite superior debido al ruido generado por la punta de las palas en su giro, al ser estas zonas las que se desplazan con mayor velocidad.

La cantidad de energía producida por los aerogeneradores depende de la superficie de barrido del rotor de palas que recibe la energía del viento y, consecuentemente, el incremento de la longitud de las palas implica normalmente un incremento de la producción de energía del aerogenerador.

Como ya se ha comentado anteriormente, el tamaño de las palas tiene un límite superior debido a que, conforme aumenta el tamaño de las palas, es necesaria una mayor rigidez de las mismas para impedir el choque entre la pala y la torre del aerogenerador. Este choque puede producirse si la deflexión de las palas es lo suficientemente grande. También es necesario añadir que, con el aumento de rigidez de las palas, las frecuencias naturales de las mismas se modifican, pudiendo tener lugar la resonancia y producirse el fallo de la estructura.

Buje

El **buje** es la unión entre las palas y el eje de giro de baja velocidad. Este componente alberga todos los elementos necesarios para variar el ángulo de paso de las palas (*pitch*) en aerogeneradores de paso variable.

Tren de Potencia

El **tren de potencia** está formado por las partes rotatorias del aerogenerador, a saber: eje de baja velocidad, multiplicadora, eje de alta velocidad, generador. Este subsistema se encarga de transmitir las cargas del rotor al generador.

Góndola y Sistema de Orientación

La **góndola** se encarga de albergar y mantener en su sitio los diversos subsistemas, evitando que se produzcan desalineamientos en los ejes del tren de transmisión. También se ocupa de proteger a todos los subsistemas internos de las inclemencias del tiempo, tales como el frío, lluvia, nieve, viento, etc.

El **sistema de orientación** (*yaw*) mueve la góndola con el fin de que la dirección del viento incidente sea perpendicular al plano de rotación de las palas.

Torre y Sistema de Cimentación

La **torre** sitúa el rotor a una altura donde la intensidad del viento es mayor y, en consecuencia, la energía cinética del mismo.

El **sistema de cimentación** de torre depende, sobre todo, del terreno donde se establezca el aerogenerador.

Sistema de Control Electrónico

El **sistema de control electrónico** monitoriza en todo momento el aerogenerador y recopila información acerca de su operación.

Sistema de Seguridad

El **sistema de seguridad** del aerogenerador se encarga de detener el rotor en situaciones que comprometan la seguridad del aerogenerador como, por ejemplo: casos extremos de temperatura (normalmente del generador o de la multiplicadora), de vibraciones, de velocidad de viento y de aumento paulatino y en exceso de la velocidad de rotación (problema también conocido como embalamiento), etc.

1.3. Solución Clásica – Solución TMD

Anteriormente se ha expuesto que aumentar el tamaño de las palas del aerogenerador implica realizar un estudio exhaustivo de la **respuesta estática** y **dinámica** de la pala con el fin de garantizar que esta última no colisionará con la torre a lo largo de la vida útil del aerogenerador.

En el análisis de la respuesta dinámica se distinguen dos componentes:

- Respuesta forzada: debida a las acciones exteriores.
- Respuesta natural: propia de cada elemento sin sufrir ningún tipo de acción exterior.

Cada una de las respuestas lleva asociada su frecuencia. La de mayor interés es la de la respuesta natural, que recibe el nombre de frecuencia natural o propia, ya que en el caso de que coincida con la frecuencia de la respuesta forzante, también conocida como frecuencia forzante, tendrán lugar fenómenos de resonancia, que no son deseables y que pueden llevar al colapso de la estructura.

La **solución clásica** al problema de vibraciones consiste en modificar la rigidez y la masa de la pala del aerogenerador. De esta forma se consigue modificar la frecuencia natural de la pala y alejarla de la frecuencia forzante para evitar así los fenómenos de resonancia.

En este texto se estudia la viabilidad de otra solución, a la que se ha denominado **solución por TMD** (*Tuned Mass Damper*). Esta solución consiste en la incorporación de varios atenuadores en el interior de la pala del aerogenerador para modificar la respuesta de la pala y evitar la posible colisión entre pala y torre. Los absorbedores se encargarán de reducir la amplitud de las vibraciones, previniendo el daño o incluso el fallo de la estructura.

2. Tuned Mass Damper (TMD)

Este capítulo trata la explicación en profundidad del dispositivo en el que se basa la solución al problema de vibraciones de este escrito. En primer lugar, se señalan algunos de sus usos más habituales para después hacer un análisis en profundidad del fenómeno físico en el que se basa este tipo de dispositivo, estudiando la respuesta de un sistema con TMD sin y con amortiguamiento.

2.1. Tuned Mass Damper

Este dispositivo, también conocido como absorbedor armónico, se monta en estructuras que así lo requieran con el fin de reducir la amplitud de las vibraciones mecánicas. Su aplicación previene el daño o incluso el fallo de la estructura. Los campos de aplicación habituales son: líneas de transmisión de potencia, automoción y construcción.

2.1.1 TMD en las Líneas de Transmisión de Potencia

Los cables de alta tensión frecuentemente poseen pequeños atenuadores de vibraciones con forma de barra con pesas con el fin de reducir el flameo [7]; en este caso, particularizado por oscilaciones de alta frecuencia y baja amplitud.

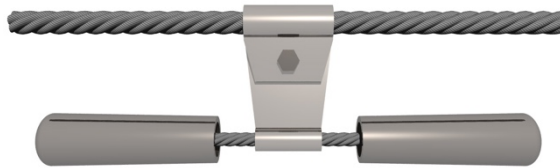


Figura 8: "Stockbridge damper"

Fuente: https://en.wikipedia.org/wiki/Stockbridge_damper

2.1.2 TMD en Automoción

El uso de estos atenuadores está ampliamente extendido en la producción de automóviles. Por lo general, se instalan en la polea del cigüeñal de los vehículos con el fin de controlar la vibración torsional y, en algunos casos más específicos, la flexión del cigüeñal.

También se usan para la reducción de ruidos y vibraciones en la línea de transmisión, tubo de escape, suspensión, etc.

2.1.3 TMD en Construcción

Típicamente, estos atenuadores son grandes bloques de hormigón o acero que se mueven en contrafase con las oscilaciones de la estructura a la que están anclados. Este movimiento en contrafase se consigue mediante el uso de muelles, fluidos o péndulos.

Las vibraciones que sufre la estructura pueden ser debidas a efectos naturales, como son el viento o los terremotos, o humanos, como por ejemplo una multitud en un estadio deportivo.

Uno de los ejemplos más conocido es el del Taipéi 101, que alberga el TMD más grande y pesado del mundo con 660 toneladas de peso [8].

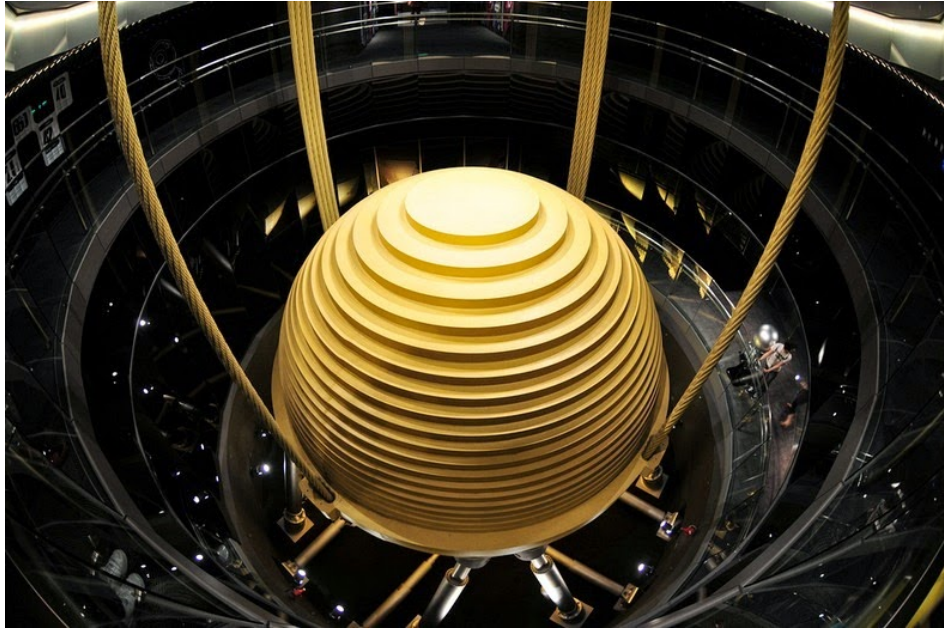


Figura 9: TMD en lo alto del Taipéi 101

Fuente: <http://www.taipei-101.com.tw/en/observatory-damper.aspx#SCROLL2>

2.2. Principio de Funcionamiento

El esquema básico de un TMD sin amortiguamiento se puede modelizar como un sistema de un grado de libertad (q_2), cuyo montaje consiste en una masa (M_a) y un resorte (K_a). Si se une el atenuador con el sistema a atenuar se obtiene con un modelo simplificado un sistema de dos grados de libertad (q_1, q_2), formado por dos masas (M, M_a) y dos resortes (K, K_a). Se ha supuesto que las cargas externas ($p(t)$) son sufridas únicamente por el elemento inicial, es decir, las cargas estaban ahí antes de colocar el atenuador y se quiere estudiar la respuesta del sistema completo tras colocarlo. Con todo lo anterior el modelo quedaría:

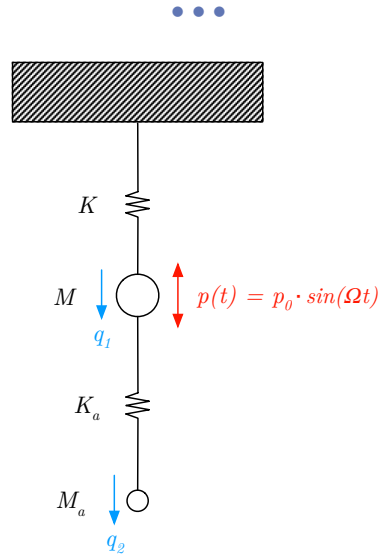


Figura 10: Esquema Básico de un TMD

Para hacer uso de las ecuaciones de la Mecánica Analítica se deben hallar las energías cinética y potencial del sistema, que resultan:

$$T = \frac{1}{2} \cdot M \cdot \dot{q}_1^2 + \frac{1}{2} \cdot M_a \cdot \dot{q}_2^2$$

$$U = \frac{1}{2} \cdot K \cdot q_1^2 + \frac{1}{2} \cdot K_a \cdot (q_2 - q_1)^2$$

$$D = 0$$

Acto seguido se procede a derivar la energía cinética con respecto a las velocidades generalizadas y, posteriormente, con respecto al tiempo:

$$\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_1} = M \cdot \dot{q}_1$$

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_1} \right) = M \cdot \ddot{q}_1$$

$$\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_2} = M_a \cdot \dot{q}_2$$

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_2} \right) = M_a \cdot \ddot{q}_2$$

Paralelamente se deriva la energía potencial con respecto a las coordenadas generalizadas:

$$\frac{\partial U}{\partial q_1} = K \cdot q_1 - K_a \cdot (q_2 - q_1)$$

$$\frac{\partial U}{\partial q_2} = K_a \cdot (q_2 - q_1)$$

Y la función de disipación con respecto a las velocidades generalizadas:

$$\frac{\partial D}{\partial \dot{q}_1} = 0$$

$$\frac{\partial D}{\partial \dot{q}_2} = 0$$

En un último paso, se procede al cálculo de las fuerzas generalizadas:

$$Q_1 = p_0 \cdot \sin(\Omega t)$$

$$Q_2 = 0$$

Una vez realizados todos los cálculos anteriores se sustituyen los resultados en:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial L}{\partial \dot{q}_i} \right) - \frac{\partial L}{\partial q_i} + \frac{\partial D}{\partial \dot{q}_i} = Q_i$$

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_i} - \frac{\partial \mathcal{U}}{\partial \dot{q}_i} \right) - \left(\frac{\partial \mathcal{T}}{\partial q_i} - \frac{\partial U}{\partial q_i} \right) + \frac{\partial D}{\partial \dot{q}_i} = Q_i$$

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_i} \right) + \frac{\partial U}{\partial q_i} + \frac{\partial D}{\partial \dot{q}_i} = Q_i$$

De forma que:

$$M \cdot \ddot{q}_1 + K \cdot q_1 - K_a \cdot (q_2 - q_1) + 0 = p_0 \cdot \sin(\Omega t)$$

$$M_a \cdot \ddot{q}_2 + K_a \cdot (q_2 - q_1) + 0 = 0$$

Escrito en forma matricial:

$$\begin{bmatrix} M & 0 \\ 0 & M_a \end{bmatrix} \cdot \begin{Bmatrix} \ddot{q}_1 \\ \ddot{q}_2 \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} K + K_a & -K_a \\ -K_a & K_a \end{bmatrix} \cdot \begin{Bmatrix} q_1 \\ q_2 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} p_0 \cdot \sin(\Omega t) \\ 0 \end{Bmatrix}$$

La respuesta permanente puede ser hallada suponiendo que:

$$q \propto e^{i\Omega t}$$

En línea con la suposición anterior:

$$\dot{q} = i\Omega \cdot q$$

$$\ddot{q} = -\Omega^2 \cdot q$$

Sustituyendo en la ecuación matricial:

$$\begin{bmatrix} K + K_a - \Omega^2 \cdot M & -K_a \\ -K_a & K_a - \Omega^2 \cdot M_a \end{bmatrix} \cdot \begin{Bmatrix} q_1 \\ q_2 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} p_0 \cdot \sin(\Omega t) \\ 0 \end{Bmatrix}$$

Resolviendo mediante la Regla de Cramer se obtiene la respuesta de ambos elementos:

$$q_1 = \frac{\begin{vmatrix} p_0 \cdot \sin(\Omega t) & -K_a \\ 0 & K_a - \Omega^2 \cdot M_a \end{vmatrix}}{\begin{vmatrix} K + K_a - \Omega^2 \cdot M & -K_a \\ -K_a & K_a - \Omega^2 \cdot M_a \end{vmatrix}}$$

$$q_2 = \frac{\begin{vmatrix} K + K_a - \Omega^2 \cdot M & p_0 \cdot \sin(\Omega t) \\ -K_a & 0 \end{vmatrix}}{\begin{vmatrix} K + K_a - \Omega^2 \cdot M & -K_a \\ -K_a & K_a - \Omega^2 \cdot M_a \end{vmatrix}}$$

Tras operar, las respuestas resultan:

$$q_1 = \frac{p_0 (K_a - \Omega^2 \cdot M_a)}{(K + K_a - \Omega^2 \cdot M)(K_a - \Omega^2 \cdot M_a) - K_a^2} \sin(\Omega t)$$

$$q_2 = \frac{p_0 (K_a)}{(K + K_a - \Omega^2 \cdot M)(K_a - \Omega^2 \cdot M_a) - K_a^2} \sin(\Omega t)$$

El objetivo final es conseguir que la respuesta del primer elemento (el que se quiera proteger) a la excitación sea nula, lo cual es fácil de conseguir haciendo nulo el numerador; es decir, cuando se cumple que:

$$K_a - \Omega^2 \cdot M_a = 0$$

$$\Omega = \omega_a = \sqrt{\frac{K_a}{M_a}}$$

Se puede concluir entonces que el primer elemento no sufrirá excitación alguna si la frecuencia natural del segundo elemento se escoge de forma que sea idéntica a la de la carga externa. El caso de mayor interés sería aquel en el que la frecuencia de la carga externa coincide con la frecuencia natural del sistema original, es decir:

$$\Omega = \omega_0 = \sqrt{\frac{K}{M}}$$

El amortiguador que se añadiría en este caso estaría caracterizado por la misma frecuencia natural:

$$\Omega = \omega_0 = \omega_a$$

Para calcular las frecuencias propias del nuevo sistema se supone una respuesta tal que:

$$q \propto e^{i\omega t}$$

Y se resuelve el problema:



$$|[K] - \omega^2[M]| = 0$$

Que resulta:

$$(K + K_a - \omega^2 \cdot M)(K_a - \omega^2 \cdot M_a) - K_a^2 = 0$$

$$K \cdot K_a - \omega^2 \cdot M_a \cdot K + K_a^2 - \omega^2 \cdot M_a \cdot K_a - \omega^2 \cdot M \cdot K_a + \omega^4 \cdot M \cdot M_a - K_a^2 = 0$$

Dividiendo por la constante del primer muelle al cuadrado:

$$\frac{K_a}{K} - \omega^2 \cdot \frac{M_a}{K} - \omega^2 \cdot \frac{M_a}{K} \cdot \frac{K_a}{K} - \omega^2 \cdot \frac{M}{K} \cdot \frac{K_a}{K} + \omega^4 \cdot \frac{M}{K} \cdot \frac{M_a}{K} = 0$$

Y teniendo en cuenta que el atenuador está ajustado perfectamente, es decir, que su frecuencia natural es idéntica a la frecuencia natural del sistema original:

$$\omega_0 = \omega_a = \sqrt{\frac{K}{M}} = \sqrt{\frac{K_a}{M_a}} \Rightarrow \mu = \frac{K_a}{K} = \frac{M_a}{M}$$

Donde μ es el factor másico del TMD, definido como la relación entre la masa del atenuador y la del sistema original. Si se sustituyen las expresiones anteriores se obtiene que:

$$\mu - \mu \cdot \left(\frac{\omega}{\omega_0}\right)^2 - \mu^2 \cdot \left(\frac{\omega}{\omega_0}\right)^2 - \mu \cdot \left(\frac{\omega}{\omega_0}\right)^2 + \mu \cdot \left(\frac{\omega}{\omega_0}\right)^4 = 0$$

O lo que es lo mismo:

$$\left(\frac{\omega}{\omega_0}\right)^4 - (2 + \mu)\left(\frac{\omega}{\omega_0}\right)^2 + 1 = 0$$

Cuya solución puede verse representada en la figura inferior:

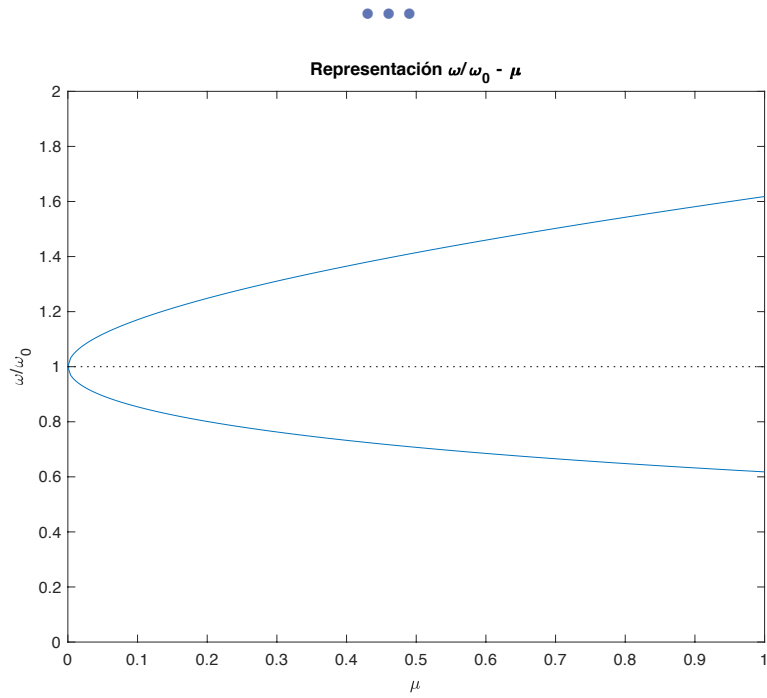


Figura 11: Representación de la Solución de la Ecuación

El sistema resultante tiene dos frecuencias naturales (como cabría esperar), una mayor que la original y otra menor, que se separan conforme aumentan la rigidez o la masa (o ambos) del amortiguador.

En la figura inferior se ofrece una representación de la respuesta del primer elemento en función de la frecuencia de excitación para el caso sin y con atenuador:

$$\left| \frac{q_1}{p_0/K} \right| = \frac{1 - \left(\frac{\Omega}{\omega_0} \right)^2}{\left(\frac{\Omega}{\omega_0} \right)^4 - (2 + \mu) \left(\frac{\Omega}{\omega_0} \right)^2 + 1}$$

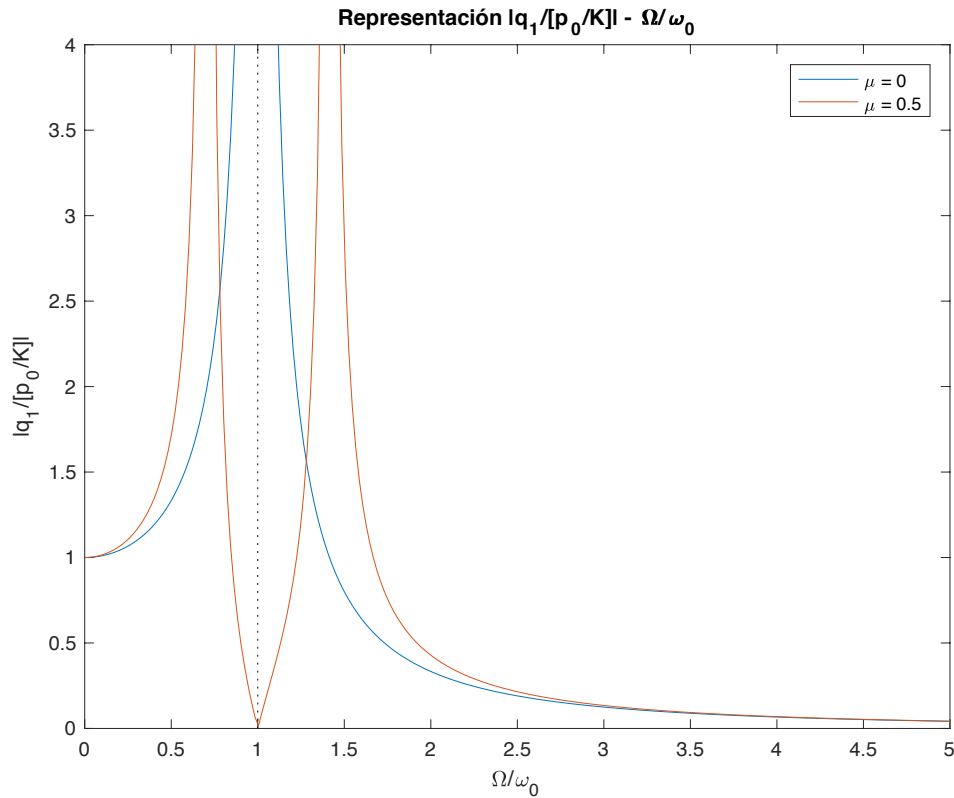


Figura 12: Respuesta del Sistema para $\mu = 0$ y $\mu = 0.5$

2.3. Principio de Funcionamiento con Amortiguamiento

Análogamente al caso anterior, el esquema básico del TMD con amortiguamiento se puede modelizar como un sistema con un grado de libertad (q_2), cuyo montaje consiste en una masa (M_a), un resorte (K_a) y un elemento disipativo (F_a). Si se une una vez más el atenuador con el sistema a atenuar se obtiene con un modelo simplificado un sistema de dos grados de libertad (q_1, q_2); formado por dos masas (M, M_a), dos resortes (K, K_a) y dos elementos disipativos (F, F_a). En el estudio del TMD con amortiguamiento se ha vuelto a suponer que las cargas externas están aplicadas en el elemento inicial, por los mismos motivos. El modelo final completo quedaría:

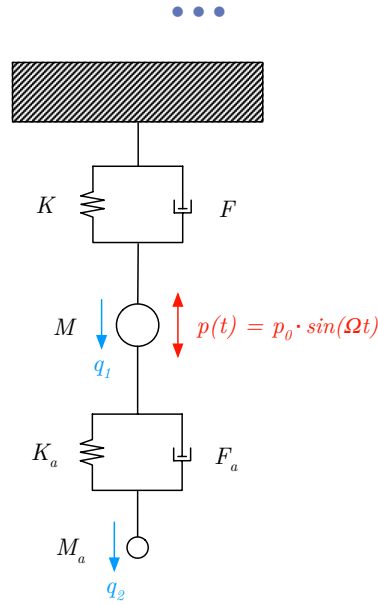


Figura 13: Esquema Básico de un TMD con Amortiguamiento

Si se repite el proceso anterior para el cálculo de las energías cinética y potencial:

$$T = \frac{1}{2} \cdot M \cdot \dot{q}_1^2 + \frac{1}{2} \cdot M_a \cdot \dot{q}_2^2$$

$$U = \frac{1}{2} \cdot K \cdot q_1^2 + \frac{1}{2} \cdot K_a \cdot (q_2 - q_1)^2$$

$$D = \frac{1}{2} \cdot F \cdot \dot{q}_1^2 + \frac{1}{2} \cdot F_a \cdot (\dot{q}_2 - \dot{q}_1)^2$$

Se procede a continuación a la derivación de la energía cinética con respecto a las velocidades generalizadas:

$$\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_1} = M \cdot \dot{q}_1$$

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_1} \right) = M \cdot \ddot{q}_1$$

$$\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_2} = M_a \cdot \dot{q}_2$$

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_2} \right) = M_a \cdot \ddot{q}_2$$

En cuanto a la energía potencial:

$$\frac{\partial U}{\partial q_1} = K \cdot q_1 - K_a \cdot (q_2 - q_1)$$

$$\frac{\partial U}{\partial q_2} = K_a \cdot (q_2 - q_1)$$

Las derivadas de la función de disipación quedarían:

$$\frac{\partial D}{\partial \dot{q}_1} = F \cdot \dot{q}_1 - F_a \cdot (\dot{q}_2 - \dot{q}_1)$$

$$\frac{\partial D}{\partial \dot{q}_2} = F_a \cdot (\dot{q}_2 - \dot{q}_1)$$

Finalmente, las fuerzas generalizadas:

$$Q_1 = p_0 \cdot \sin(\Omega t)$$

$$Q_2 = 0$$

Aplicando de nuevo las ecuaciones de Lagrange:

$$M \cdot \ddot{q}_1 + K \cdot q_1 - K_a \cdot (q_2 - q_1) + F \cdot \dot{q}_1 - F_a \cdot (\dot{q}_2 - \dot{q}_1) = p_0 \cdot \sin(\Omega t)$$

$$M_a \cdot \ddot{q}_2 + K_a \cdot (q_2 - q_1) + F_a \cdot (\dot{q}_2 - \dot{q}_1) = 0$$

Que escritas en forma matricial quedarían:

$$\begin{bmatrix} M & 0 \\ 0 & M_a \end{bmatrix} \cdot \begin{Bmatrix} \ddot{q}_1 \\ \ddot{q}_2 \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} F + F_a & -F_a \\ -F_a & F_a \end{bmatrix} \cdot \begin{Bmatrix} \dot{q}_1 \\ \dot{q}_2 \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} K + K_a & -K_a \\ -K_a & K_a \end{bmatrix} \cdot \begin{Bmatrix} q_1 \\ q_2 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} p_0 \cdot \sin(\Omega t) \\ 0 \end{Bmatrix}$$

Al igual que en el caso anterior, se supone una respuesta permanente del tipo:

$$q \propto e^{i\Omega t}$$

Por lo tanto, se puede sustituir lo siguiente:

$$\dot{q} = i\Omega \cdot q$$

$$\ddot{q} = -\Omega^2 \cdot q$$

Obteniendo:

$$\begin{bmatrix} K + K_a + i\Omega \cdot (F + F_a) - \Omega^2 \cdot M & -K_a - i\Omega \cdot F_a \\ -K_a - i\Omega \cdot F_a & K_a + i\Omega \cdot F_a - \Omega^2 \cdot M_a \end{bmatrix} \cdot \begin{Bmatrix} q_1 \\ q_2 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} p_0 \cdot \sin(\Omega t) \\ 0 \end{Bmatrix}$$

Volviendo a aplicar la Regla de Cramer se obtienen las respuestas de ambos elementos:

$$q_1 = \frac{\begin{vmatrix} p_0 \cdot \sin(\Omega t) & -K_a - i\Omega \cdot F_a \\ 0 & K_a + i\Omega \cdot F_a - \Omega^2 \cdot M_a \end{vmatrix}}{\begin{vmatrix} K + K_a + i\Omega \cdot (F + F_a) - \Omega^2 \cdot M & -K_a - i\Omega \cdot F_a \\ -K_a - i\Omega \cdot F_a & K_a + i\Omega \cdot F_a - \Omega^2 \cdot M_a \end{vmatrix}}$$

$$q_2 = \frac{\begin{vmatrix} K + K_a + i\Omega \cdot (F + F_a) - \Omega^2 \cdot M & p_0 \cdot \sin(\Omega t) \\ -K_a - i\Omega \cdot F_a & 0 \end{vmatrix}}{\begin{vmatrix} K + K_a + i\Omega \cdot (F + F_a) - \Omega^2 \cdot M & -K_a - i\Omega \cdot F_a \\ -K_a - i\Omega \cdot F_a & K_a + i\Omega \cdot F_a - \Omega^2 \cdot M_a \end{vmatrix}}$$

Tras operar resultan:

$$q_1 = \frac{p_0 (K_a + i\Omega \cdot F_a - \Omega^2 \cdot M_a)}{(K + K_a + i\Omega \cdot (F + F_a) - \Omega^2 \cdot M)(K_a + i\Omega \cdot F_a - \Omega^2 \cdot M_a) - (K_a + i\Omega \cdot F_a)^2} \sin(\Omega t)$$

$$q_2 = \frac{p_0 (K_a + i\Omega \cdot F_a)}{(K + K_a + i\Omega \cdot (F + F_a) - \Omega^2 \cdot M)(K_a + i\Omega \cdot F_a - \Omega^2 \cdot M_a) - (K_a + i\Omega \cdot F_a)^2} \sin(\Omega t)$$

Como se puede observar, la respuesta del primer elemento no puede hacerse nula como en el caso anterior, ya que no existe una combinación de valores de K_a , F_a y M_a que cumplan:

$$K_a + i\Omega \cdot F_a - \Omega^2 \cdot M_a = 0$$

$$\Omega^2 \cdot M_a - i\Omega \cdot F_a - K_a = 0$$

$$\Omega = \frac{i \cdot F_a \pm \sqrt{-F_a^2 - 4 \cdot M_a \cdot K_a}}{2 \cdot M_a}$$

Si se intenta resolver:

$$i \cdot F_a \pm \sqrt{-F_a^2 - 4 \cdot M_a \cdot K_a} = 0$$

$$\sqrt{-F_a^2 - 4 \cdot M_a \cdot K_a} = \pm i \cdot F_a$$

$$-F_a^2 - 4 \cdot M_a \cdot K_a = -F_a^2$$

$$M_a \cdot K_a = 0$$

Se llega entonces a un absurdo del que se deduce que, en caso de existir amortiguamiento en el atenuador, la respuesta del sistema original nunca va a ser nula. La misma conclusión puede obtenerse repitiendo las operaciones con el módulo del paréntesis del numerador, con la ventaja de abandonar el campo complejo en el cálculo:

$$K_a + i\Omega \cdot F_a - \Omega^2 \cdot M_a = 0$$

$$\sqrt{(K_a - \Omega^2 \cdot M_a)^2 + (\Omega \cdot F_a)^2} = 0$$

$$K_a^2 + \Omega^4 \cdot M_a^2 - 2 \cdot \Omega^2 \cdot M_a K_a + \Omega^2 \cdot F_a^2 = 0$$

$$\Omega^4 \cdot (M_a^2) + \Omega^2 \cdot (F_a^2 - 2 \cdot M_a K_a) + K_a^2 = 0$$

$$\Omega^2 = \frac{2 \cdot M_a K_a - F_a^2 \pm \sqrt{(F_a^2 - 2 \cdot M_a K_a)^2 - 4 \cdot M_a^2 K_a^2}}{2 \cdot M_a^2}$$



$$\Omega^2 = 0 = \frac{2 \cdot M_a K_a - F_a^2 \pm \sqrt{(F_a^2 - 2 \cdot M_a K_a)^2 - 4 \cdot M_a^2 K_a^2}}{2 \cdot M_a^2}$$

$$F_a^2 - 2 \cdot M_a K_a = \pm \sqrt{(F_a^2 - 2 \cdot M_a K_a)^2 - 4 \cdot M_a^2 K_a^2}$$

$$(F_a^2 - 2 \cdot M_a K_a)^2 = (F_a^2 - 2 \cdot M_a K_a)^2 - 4 \cdot M_a^2 K_a^2$$

$$M_a K_a = 0$$

Volviendo a la respuesta del primer elemento:

$$q_1 = \frac{p_0 (K_a + i\Omega \cdot F_a - \Omega^2 \cdot M_a)}{\Omega^4 \cdot (MM_a) - i\Omega^3 \cdot (MF_a + M_a F_a + M_a F) - \Omega^2 \cdot (MK_a + FF_a + M_a K_a + M_a K) + i\Omega \cdot (FK_a + F_a K) + (KK_a)} \sin(\Omega t)$$

Si se tiene en cuenta que:

$$\omega_0 = \sqrt{\frac{K}{M}}$$

$$\omega_a = \sqrt{\frac{K_a}{M_a}}$$

$$\mu = \frac{K_a}{K} = \frac{M_a}{M}$$

Y que los coeficientes de amortiguamiento viscosos adimensionales del sistema original y del atenuador, γ y γ_a , se definen como:

$$\gamma = \frac{F}{2\sqrt{MK}}$$

$$\gamma_a = \frac{F_a}{2\sqrt{M_a K_a}}$$

Se puede escribir la expresión anterior como:

$$q_1 = \frac{K \cdot \left[p_0 \left(\mu + i \left(\frac{\Omega}{\omega_0} \right) \cdot (2\gamma_a) - \left(\frac{\Omega}{\omega_0} \right)^2 \cdot \mu \right) \right]}{K^2 \cdot \left[\left(\left(\frac{\Omega}{\omega_0} \right)^4 \cdot (\mu) - i \left(\frac{\Omega}{\omega_0} \right)^3 \cdot (2\gamma_a + 2\gamma_a \mu + 2\gamma \mu) - \left(\frac{\Omega}{\omega_0} \right)^2 \cdot (2\mu + 4\gamma \gamma_a + \mu^2) + i \left(\frac{\Omega}{\omega_0} \right) \cdot (2\gamma \mu + 2\gamma_a) + (\mu) \right) \right]} \sin(\Omega t)$$

Hallando el módulo de la expresión anterior y adimensionalizando:

$$\left| \frac{q_1}{p_0/K} \right| = \frac{\sqrt{\left(-\left(\frac{\Omega}{\omega_0} \right)^2 \cdot \mu + \mu \right)^2 + \left(\left(\frac{\Omega}{\omega_0} \right) \cdot (2\gamma_a) \right)^2}}{\sqrt{\left(\left(\frac{\Omega}{\omega_0} \right)^4 \cdot (\mu) - \left(\frac{\Omega}{\omega_0} \right)^2 \cdot (2\mu + 4\gamma \gamma_a + \mu^2) + (\mu) \right)^2 + \left(-\left(\frac{\Omega}{\omega_0} \right)^3 \cdot (2\gamma_a + 2\gamma_a \mu + 2\gamma \mu) + \left(\frac{\Omega}{\omega_0} \right) \cdot (2\gamma \mu + 2\gamma_a) \right)^2}}$$

Para poder realizar comparaciones con el sistema completo, se incorpora la expresión de la respuesta del sistema original cuando se incorpora amortiguamiento:

$$\left| \frac{q_1}{p_0/K} \right| = \frac{1}{\sqrt{\left(1 - \left(\frac{\Omega}{\omega_0}\right)^2\right)^2 + \left(2\gamma \frac{\Omega}{\omega_0}\right)^2}}$$

Representando la respuesta de este sistema original se obtiene:

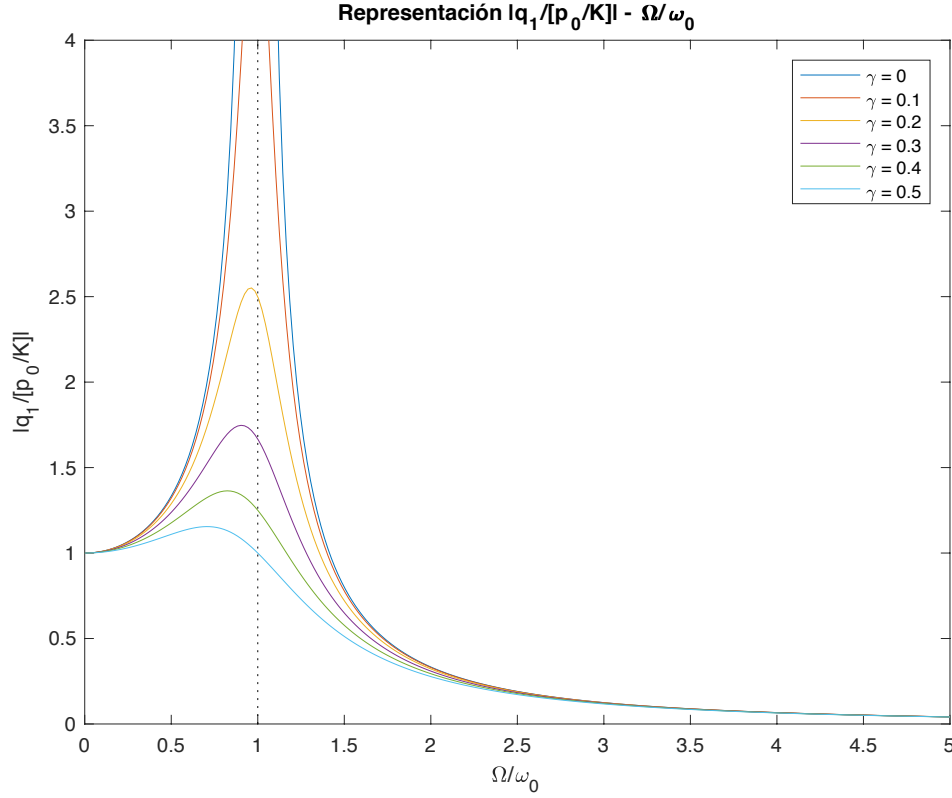


Figura 14: Respuesta del Sistema Original para Varios Valores de γ

En esta representación se puede observar que, conforme aumenta el factor de amortiguamiento del sistema, el pico de la respuesta se desplaza hacia la izquierda, es decir, hacia frecuencias más bajas según la relación:

$$\omega_0^* = \omega_0 \sqrt{1 - 2\gamma^2}$$

Por otra parte, para atenuar la resonancia en amplitud se debe de escoger la frecuencia de resonancia en amplitud:

$$\omega_a \cdot \sqrt{1 - 2\gamma_{TMD}^2} = \omega_0 \cdot \sqrt{1 - 2\gamma_{Est}^2}$$

En el estudio de este capítulo no se ha tenido en cuenta lo anterior porque el interés es obtener un conocimiento cualitativo de la influencia de cada parámetro en la efectividad del TMD. En capítulos posteriores sí se tendrá en cuenta y se indicará adecuadamente.

A continuación, se representa la respuesta del primer elemento del sistema completo para unos valores fijos de μ , γ y γ_a :

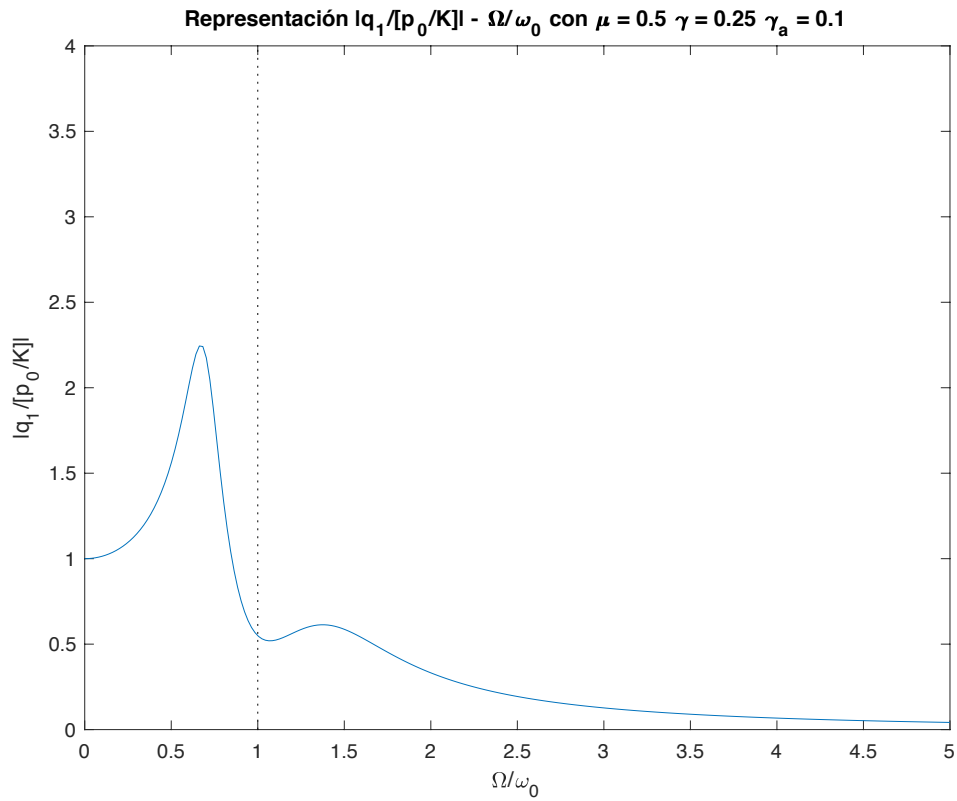


Figura 15: Respuesta del Sistema Completo para unos Valores Concretos de μ , γ y γ_a

Resulta de interés realizar varias representaciones variando los tres parámetros anteriores con el fin de observar los diferentes comportamientos del sistema:

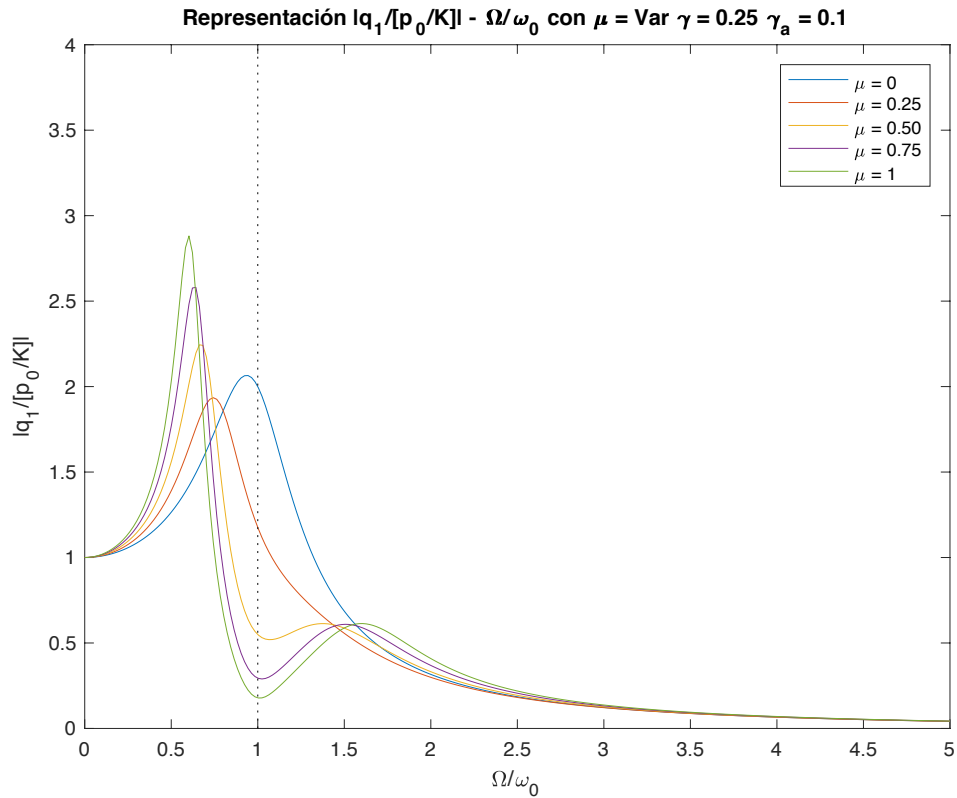


Figura 16: Respuesta del Sistema Completo para Varios Valores de μ

Como se observa en la figura superior, cuanto mayor es el “tamaño” del sistema auxiliar mayores son los picos de la respuesta del primer elemento para unos valores de amortiguamientos constantes. Esta conclusión es de gran utilidad, pues por norma general se tiende a solucionar un problema brutaemente (en este caso esa ruda solución sería, por ejemplo, el colocar una gran masa en el segundo elemento) y, en algunas ocasiones, el comportamiento empeora.

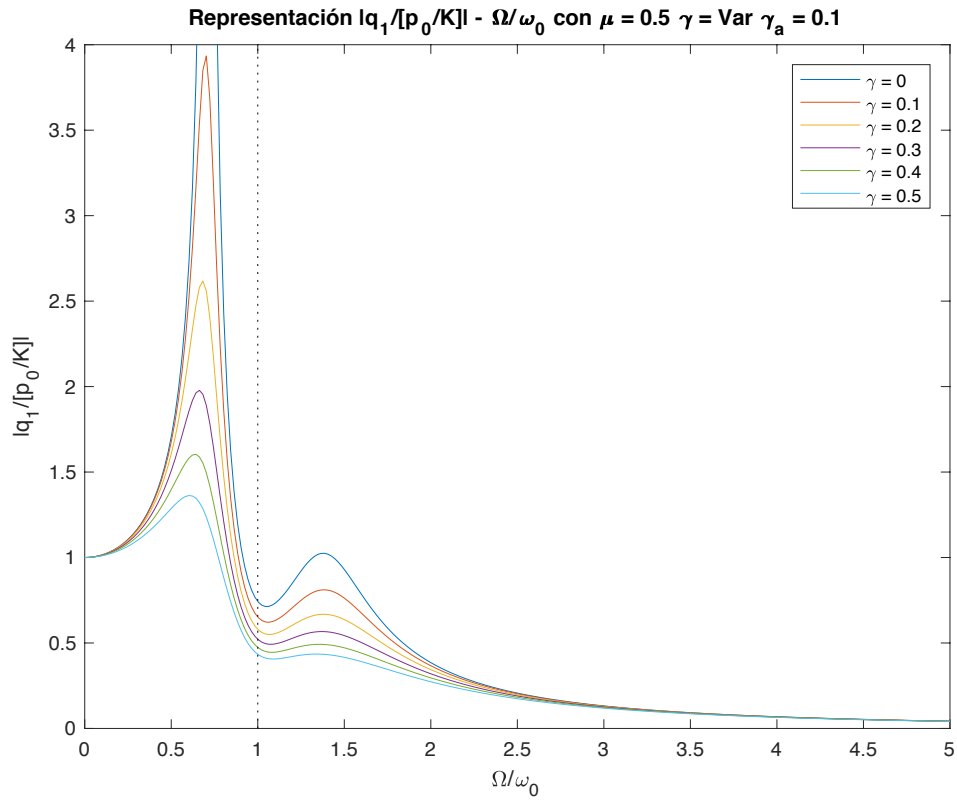


Figura 17: Respuesta del Sistema Completo para Varios Valores de γ

Como cabría esperar, cuanto mayor es el valor del amortiguamiento del primer elemento menores son los picos de la respuesta. Cabe destacar que la respuesta del primer elemento nunca se hace nula, esto es debido a que el amortiguamiento del segundo elemento tiene un valor no nulo y, en este caso, constante.

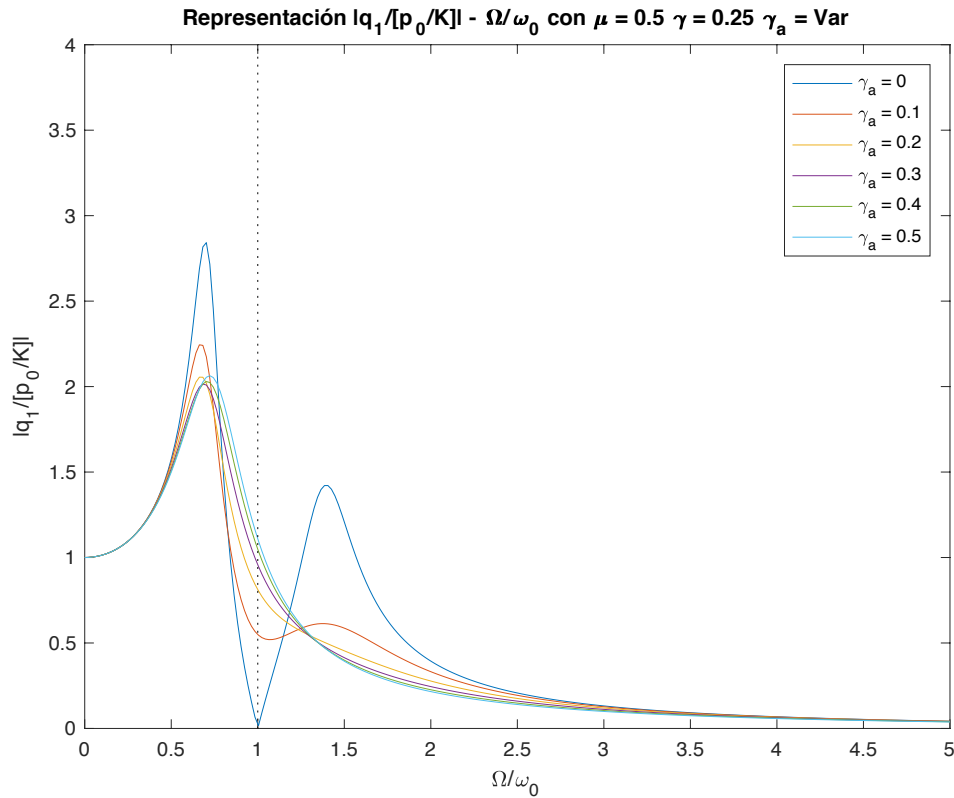


Figura 18: Respuesta del Sistema Completo para Varios Valores de γ_a

Finalmente, se representa la respuesta del primer elemento haciendo variar el amortiguamiento del elemento auxiliar. En esta última situación sí que se puede observar que la respuesta del primer elemento es nula cuando el amortiguamiento del segundo es nulo también, pero para valores de este último parámetro no nulos no es posible conseguir que el primer elemento sea indiferente a la excitación.

La elección de los valores más “adecuados” de μ , γ y γ_a para el sistema completo es relativa, pues dependerá de la respuesta deseada para el sistema.

3. Modelo FEM de la Pala de Aerogenerador

Este capítulo trata el modelo de elementos finitos de la pala de aerogenerador. Tras haber fijado las características aerodinámicas de la pala, se procede al diseño estructural de la misma. En dicho diseño se calculan las propiedades másicas y de rigidez que serán necesarias para construir el modelo de elementos finitos. A este modelo se le realizarán diversas modificaciones; por ejemplo, la incorporación de rigidez centrífuga, para poder hallar la variación de las frecuencias propias con la velocidad de giro, y la reducción estática de Guyan, para facilitar los cálculos. Tras el cálculo del amortiguamiento del modelo y de las cargas externas a las que está sometido se procede al estudio de la respuesta de la pala. Finalmente, se realiza un análisis en profundidad de las características modales y de los diagramas de Campbell y Waterfall para determinar posibles resonancias en el margen de funcionamiento.

3.1. Aerodinámica

Como el objetivo de este texto no es el diseño de un aerogenerador, se han dejado a un lado el estudio del modelo aerodinámico del mismo puesto que el objetivo de este texto es estudiar el problema de vibraciones. Aun así, el lector puede profundizar en el tema en las referencias [9] y [5].

3.1.1. Selección de los Perfiles Aerodinámicos de la Pala

Los perfiles aerodinámicos empleados en aerogeneradores presentan algunas diferencias básicas con los empleados en aeronaves, ya que los requisitos que se les piden no son los mismos. Algunas de las características más buscadas en la industria eólica son:

- Alta rigidez: de esta forma se dota a la pala de poca deflexión en la punta, reduciendo el peso y asegurando la geometría.
- Espesores relativos variables: las solicitaciones de la raíz de la pala no son las mismas que las de la punta, por lo tanto, es de vital importancia el diseñar una pala con una ley de variación de espesores dependiente de los requisitos estructurales.
- Eficiencia aerodinámica máxima.
- Coefficiente de sustentación máximo: no debe ser demasiado alto para que no aparezcan cargas demasiado grandes en los perfiles, ya que no se quiere obtener un valor del coeficiente de tracción demasiado alto que transmita un momento elevado a la torre.
- Coefficiente de resistencia: se busca que no varíe mucho en el rango de ángulos de ataque en el que se van a emplear los perfiles. De esta forma, se evitan inestabilidades o fenómenos no estacionarios. Estos perfiles reciben el nombre de laminares y consiguen que la capa límite sea laminar a lo largo de gran parte de la cuerda.

Con el fin de reunir la mayor cantidad posible de requisitos anteriores los diseñadores crearon nuevas familias de perfiles específicos para HAWTs, entre los cuales se pueden hoy destacar las familias:

- Perfiles DU (investigados por la Delft University of Technology).
- Perfiles NACA (investigados por la National Advisory Committee for Aeronautics).
- Perfiles RISO (investigados por la Technical University of Denmark).
- Perfiles NREL (investigados por la National Renewable Energy Laboratory and Airfoils, Incorporated).

Siguiendo la referencia [10] se ha decidido escoger los siguientes perfiles aerodinámicos:

Tabla 1: Características de la Pala de Aerogenerador Escogida

Perfil Aerodinámico	Distancia al Buje [m]	Cuerda del Perfil [mm]	Torsión [°]
'CILINDRO'	0.00	3542	13.3
'CILINDRO'	2.63	3523	13.3
'CILINDRO'	5.25	3811	13.3
'CILINDRO'	7.88	4113	13.3
'ADJUSTED DU-405'	10.50	4432	13.4
'ADJUSTED DU-35'	13.13	4640	12.8
'ADJUSTED DU-35'	15.75	4654	11.5
'ADJUSTED DU-35'	18.38	4545	10.6
'DU-97-W-300'	21.00	4404	9.9
'DU-97-W-300'	23.63	4272	9.1
'DU-91-W2-250'	26.25	4124	8.4
'DU-91-W2-250'	28.88	3961	7.6
'DU-91-W2-250'	31.50	3795	6.8
'DU-93-W-210'	34.13	3634	6
'DU-93-W-210'	36.75	3478	5.2
'DU-93-W-210'	39.38	3321	4.5
'NACA-64618'	42.00	3163	3.8
'NACA-64618'	44.63	3006	3.1
'NACA-64618'	47.25	2848	2.6
'NACA-64618'	49.88	2690	2.1
'NACA-64618'	52.50	2533	1.6
'NACA-64618'	55.13	2378	1.1
'NACA-64618'	57.75	2200	0.5
'NACA-64618'	60.38	1843	0.2
'NACA-64618'	63.00	0	0

En la tabla anterior pueden verse el nombre del perfil usado, tramo en el que se encuentra o distancia al buje, la cuerda del perfil y, por último, la torsión del mismo. Las propiedades estructurales entre las estaciones definidas en la tabla superior se determinan mediante una interpolación lineal.

A continuación, se representan los perfiles aerodinámicos utilizados en la construcción de la pala del aerogenerador:

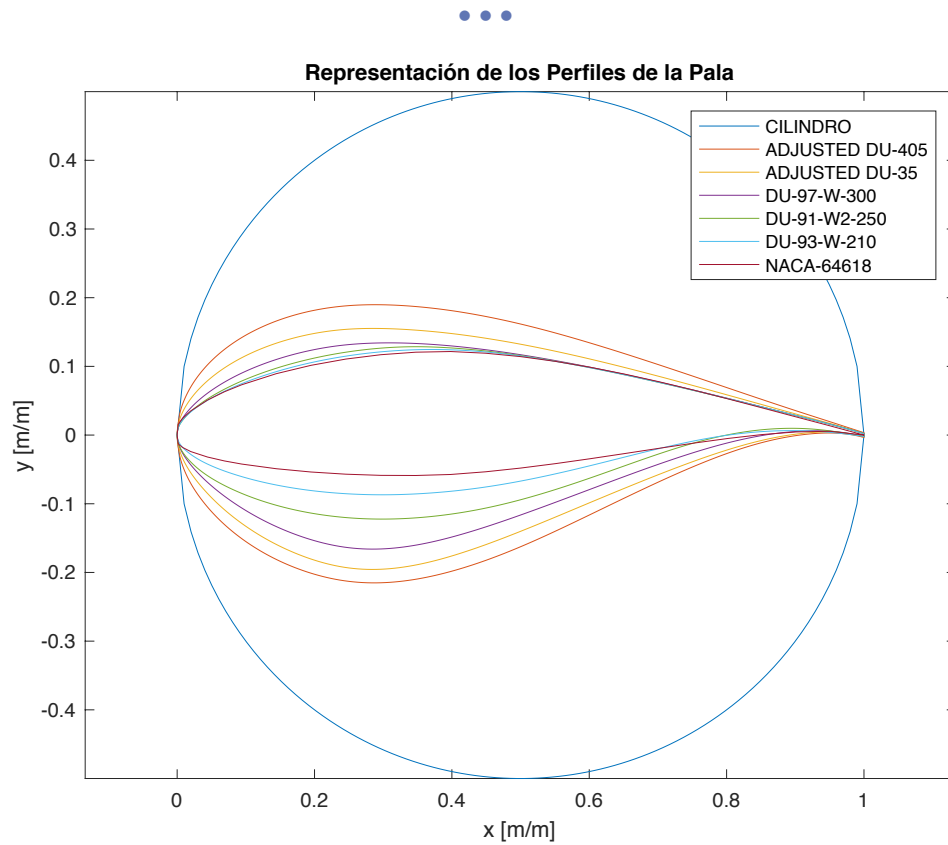


Figura 19: Representación de los Perfiles Aerodinámicos de la Pala

Con toda la información disponible en la tabla anterior, se pueden realizar varias representaciones acerca de la cuerda de la pala en función de la distancia al buje:

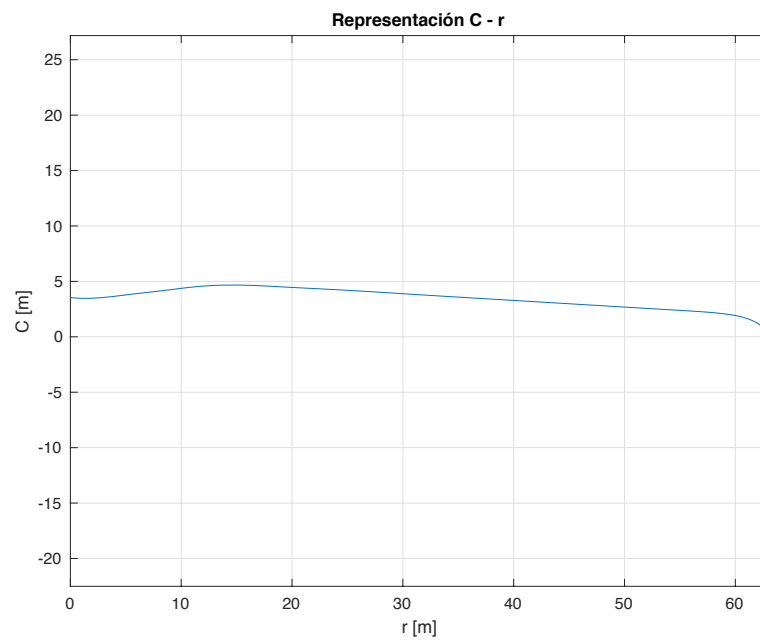


Figura 20: Cuerda de la Pala en función de la Distancia al Buje

Y de la torsión de la pala en función de la distancia al buje:

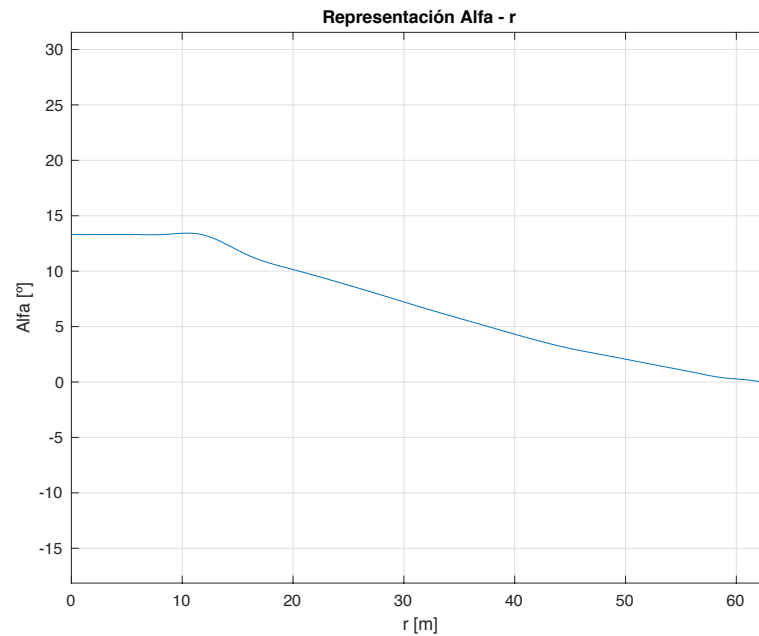


Figura 21: Torsión de la Pala en función de la Distancia al Buje

Por último, se ofrece una representación tridimensional de la pala de aerogenerador definida:

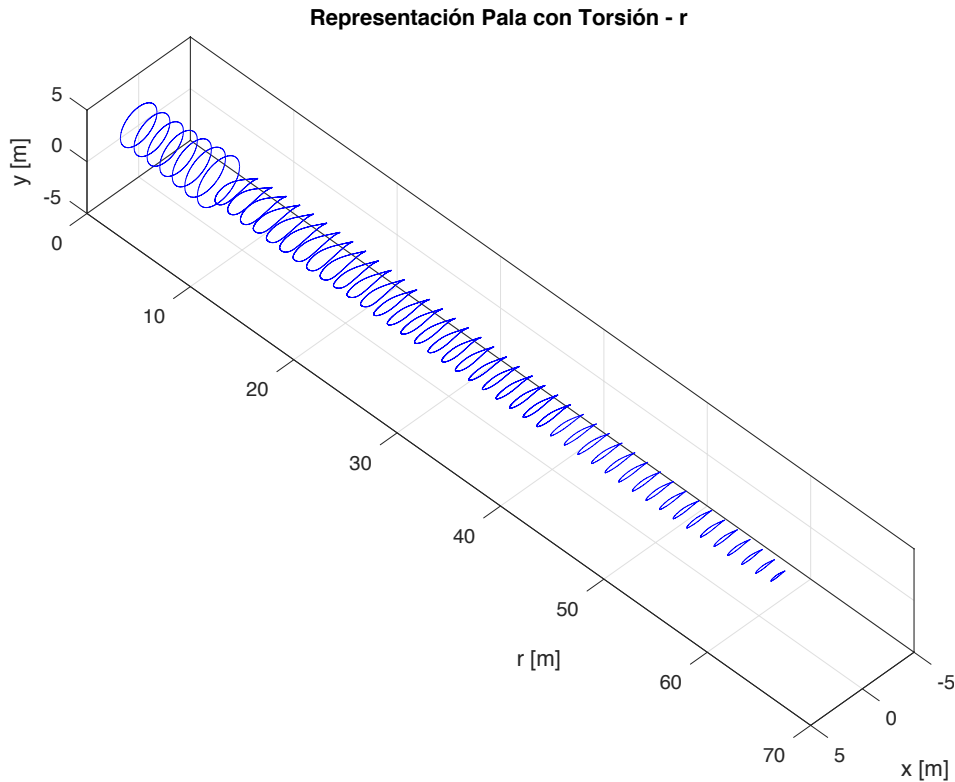


Figura 22: Representación de la Pala del Aerogenerador

3.2. Diseño Estructural

En este apartado se tratará el diseño estructural de la pala, comprendiendo, entre otros, el diseño del cajón de torsión y del refuerzo del borde de salida. También se realizarán algunas representaciones acerca de las propiedades de la pala de aerogenerador.

3.2.1. Estructura Interna de la Pala

El cálculo de las propiedades geométricas (áreas y momentos de inercia) y estructurales (rigideces) de la pala requiere de un conocimiento previo de la sección de la misma, tanto de la geometría como de los materiales empleados en su fabricación. Obviamente, esta estimación será más o menos precisa según se correspondan la estructura interna de la pala y los materiales empleados en el modelo con los usados en la realidad.

Normalmente, las secciones de las palas de un aerogenerador están formadas por un **revestimiento**, un **cajón de torsión** y un **refuerzo del borde de salida**. Estos tres elementos no tienen por qué construirse con los mismos materiales y espesores, de hecho, este caso no suele darse. En la figura inferior se representa una sección genérica de la pala:

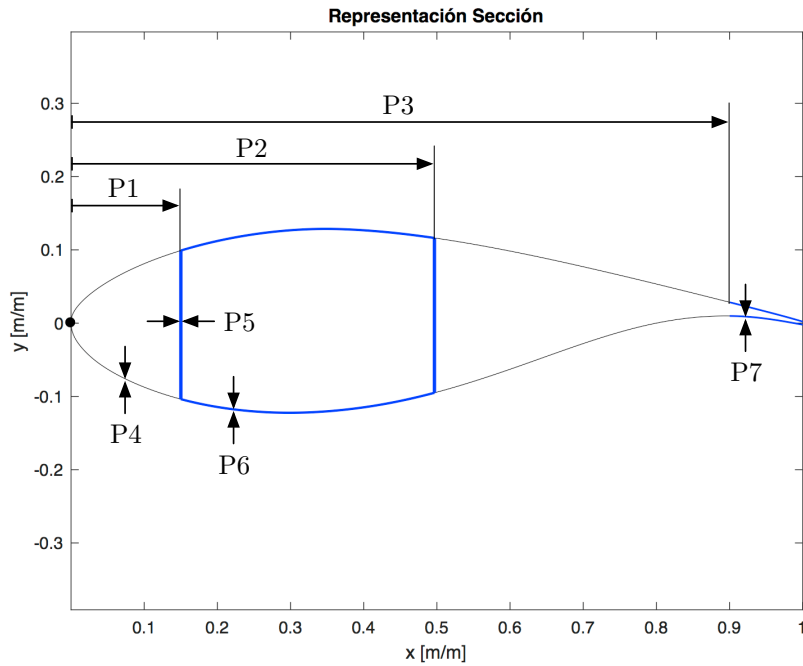


Figura 23: Representación de un Perfil Aerodinámico Genérico

Donde se han escogido los siguientes parámetros:

- P1: posición del primer larguero (respecto al borde de ataque del perfil).
- P2: posición del segundo larguero (respecto al borde de ataque del perfil).
- P3: posición del inicio del refuerzo del borde de salida (respecto al borde de ataque del perfil).
- P4: espesor del revestimiento.
- P5: espesor de los largueros del cajón de torsión.
- P6: espesor del refuerzo del revestimiento del cajón de torsión.
- P7: espesor del refuerzo del revestimiento del borde de salida.
- P8: espesor del revestimiento de los cilindros de la raíz de la pala.

Todos los parámetros anteriores se miden con un porcentaje respecto a la cuerda de la sección de la pala que se está considerando, por lo tanto, varían con la distancia al buje.

Sin embargo, las secciones de la raíz de la pala cuentan con una estructura diferente, ya que están formadas por cilindros que carecen de cajón de torsión y refuerzo del borde de salida:

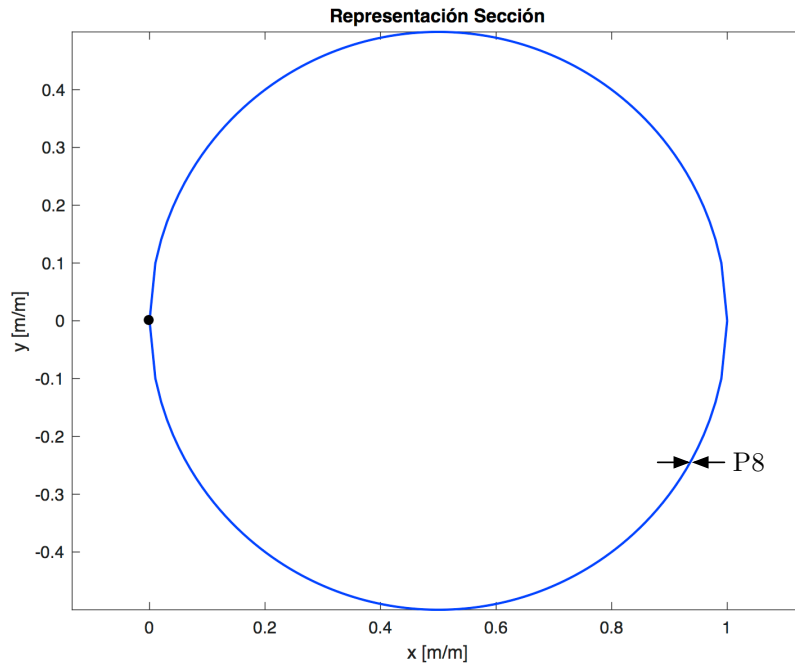


Figura 24: Representación de un Perfil Aerodinámico Genérico de la Raíz de la Pala

Por este motivo, y para que las propiedades no sean muy diferentes al resto de secciones, se ha decidido definir su espesor con un parámetro de espesor adicional (P8).

3.2.2. Materiales Empleados

Normalmente, las palas de los aerogeneradores HAWT presentan un gran tamaño. Debido a ello, se suele emplear en su fabricación un elevado porcentaje de materiales compuestos de fibra de carbono o vidrio para disminuir el peso y resistir las altas cargas por gravedad con relativa facilidad.

Los materiales usualmente empleados en la fabricación de las palas en la industria eólica son:

- Aleaciones de acero y aluminio: presentan problemas de peso y fatiga, respectivamente, por lo que su uso está restringido a pequeños aerogeneradores.
- Fibra de vidrio reforzada con resina poliéster: empleada en la fabricación de las modernas palas de rotor de grandes aerogeneradores. El principal problema que presenta es la dificultad a la hora de hallar el centro de gravedad.
- Fibra de vidrio reforzada con resina epoxi: se emplea en forma de láminas preimpregnadas. Permite la fabricación de palas más ligeras y flexibles, más estables dimensionalmente con las variaciones de temperatura y con una excelente resistencia a la absorción de agua.
- Fibra de carbono o aramidas (Kevlar®): se emplea como material de refuerzo en tiras por sus buenas propiedades mecánicas. Tiene una alta resistencia específica y proporciona palas muy ligeras. Normalmente para aerogeneradores grandes no es una solución especialmente económica.
- Mixtos de fibra de vidrio y fibra de carbono.
- Materiales compuestos de madera, madera-epoxi o madera-fibra-epoxi: aún no implantados en la industria y actualmente en desarrollo.

Finalmente, en la elaboración del modelo de la pala de aerogenerador se han escogido los siguientes materiales:

Tabla 2: Materiales Compuestos utilizados para el Cálculo Estructural de la Pala

Elemento	Material	Densidad [kg/m ³]	Módulo Elástico, E_z [GPa]	Módulo Elástico a Cortadura, G [GPa]
Revestimiento	Prepreg glass uni + triax, 70% 0°	1880	29	6
Larguero Frontal	Prepreg hybrid carbon/fiberglass triax, 70% 0°	1621	74.3	4.8
Larguero Trasero				
Refuerzo Revestimiento Cajón Torsión				
Refuerzo Revestimiento Borde de Salida				

3.2.3. Propiedades de la Pala del Aerogenerador

Tras escoger parámetros de posición, parámetros de espesor y materiales que reproduzcan el comportamiento de la pala del aerogenerador con cierta fidelidad, siguiendo como referencia las características de la pala desarrollada por la referencia [10]; las propiedades obtenidas han sido las siguientes:

Tabla 3: Propiedades Estructurales de la Pala

r [m]	M [kg/m]	A [m ²]	EA [Nm ²]	I_x [m ⁴]	EI_x [Nm ²]	I_y [m ⁴]	EI_y [Nm ²]	J [m ⁴]	GJ [Nm ²]
0	798	0.493	3.66E+10	0.772	5.74E+10	0.772	5.74E+10	1.545	7.41E+09
2.6	869	0.535	3.95E+10	0.885	6.57E+10	0.906	6.68E+10	1.763	8.46E+09
5.3	947	0.58	4.18E+10	0.883	6.51E+10	0.993	7.08E+10	1.729	8.30E+09
7.9	1015	0.615	4.25E+10	0.73	5.31E+10	1.002	6.74E+10	1.381	6.63E+09
10.5	1060	0.637	4.24E+10	0.535	3.80E+10	0.979	6.14E+10	0.956	4.59E+09
13.1	1081	0.645	4.19E+10	0.384	2.66E+10	0.95	5.65E+10	0.64	3.07E+09
15.8	1081	0.643	4.10E+10	0.281	1.88E+10	0.914	5.23E+10	0.434	2.08E+09
18.4	1072	0.636	4.00E+10	0.196	1.25E+10	0.875	4.84E+10	0.268	1.29E+09
21	942	0.558	3.48E+10	0.123	7.80E+09	0.738	4.06E+10	0.182	8.74E+08
23.6	887	0.525	3.28E+10	0.107	6.81E+09	0.656	3.61E+10	0.161	7.74E+08

26.3	782	0.462	2.86E+10	0.067	4.23E+09	0.547	2.99E+10	0.105	5.05E+08
28.9	722	0.427	2.64E+10	0.055	3.52E+09	0.467	2.55E+10	0.089	4.30E+08
31.5	662	0.391	2.43E+10	0.046	2.91E+09	0.395	2.16E+10	0.075	3.62E+08
34.1	577	0.341	2.09E+10	0.028	1.76E+09	0.321	1.74E+10	0.047	2.26E+08
36.8	529	0.312	1.92E+10	0.023	1.45E+09	0.269	1.46E+10	0.04	1.90E+08
39.4	482	0.284	1.75E+10	0.018	1.18E+09	0.224	1.22E+10	0.033	1.58E+08
42	423	0.25	1.53E+10	0.011	7.16E+08	0.182	9.85E+09	0.021	9.89E+07
44.6	382	0.225	1.38E+10	0.009	5.72E+08	0.148	8.05E+09	0.017	8.06E+07
47.3	343	0.202	1.24E+10	0.007	4.55E+08	0.12	6.50E+09	0.014	6.50E+07
49.9	306	0.18	1.10E+10	0.006	3.58E+08	0.095	5.17E+09	0.011	5.17E+07
52.5	271	0.16	9.78E+09	0.004	2.79E+08	0.075	4.07E+09	0.008	4.06E+07
55.1	239	0.141	8.62E+09	0.003	2.15E+08	0.058	3.16E+09	0.007	3.16E+07
57.8	205	0.121	7.38E+09	0.002	1.57E+08	0.043	2.31E+09	0.005	2.31E+07
60.4	144	0.085	5.18E+09	0.001	7.70E+07	0.021	1.14E+09	0.002	1.14E+07
63	0	0	0	0	0	0	0	0	0

Donde:

- r : distancia al buje de la sección.
- M : masa por unidad de longitud de la sección.
- A : área de la sección.
- EA : rigidez axial de la sección.
- I_x : momento de inercia con respecto al eje x de la sección.
- El_x : rigidez a flexión con respecto al eje x de la sección.
- I_y : momento de inercia con respecto al eje y de la sección.
- El_y : rigidez a flexión con respecto al eje y de la sección.
- J : momento de inercia torsional de la sección.
- GJ : rigidez a torsión de la sección.

Masa por Unidad de Longitud en función de la Distancia al Buj

La **masa por unidad de longitud** de la pala del aerogenerador presenta una variación con la distancia al buje de esta forma:

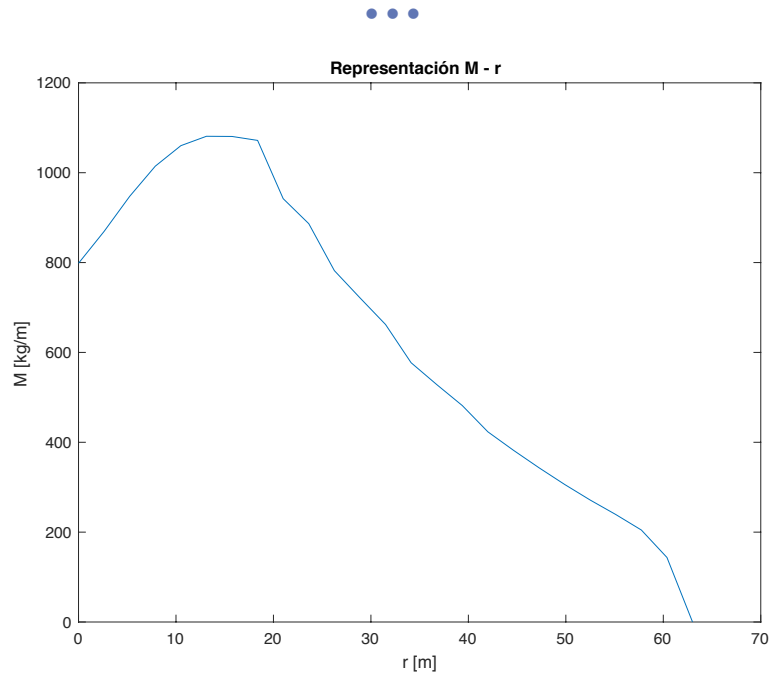


Figura 25: Representación de $M(r)$

Para obtener una estimación de la masa total de la pala se puede realizar la integración numérica de la distribución de masa por unidad de longitud a lo largo de la envergadura de la pala. Este cálculo proporciona un valor final de aproximadamente unos 40540kg.

Rigidez Axial en función de la Distancia al Buje

La **rigidez axial** muestra una distribución de la forma:

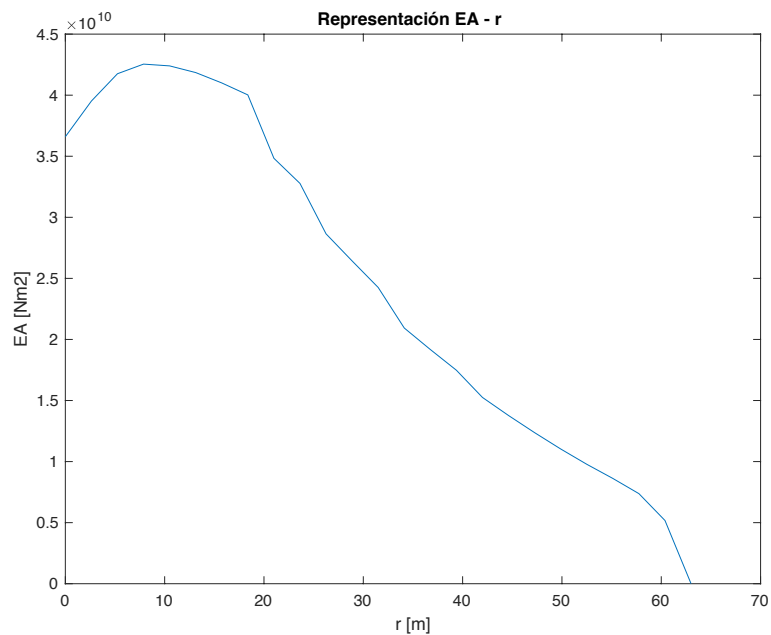


Figura 26: Representación de $EA(r)$

Rigideces a Flexión en función de la Distancia al Buje

Las **rigideces a flexión** (tanto en el eje x como en el eje y) en función de la distancia al buje varían del siguiente modo:

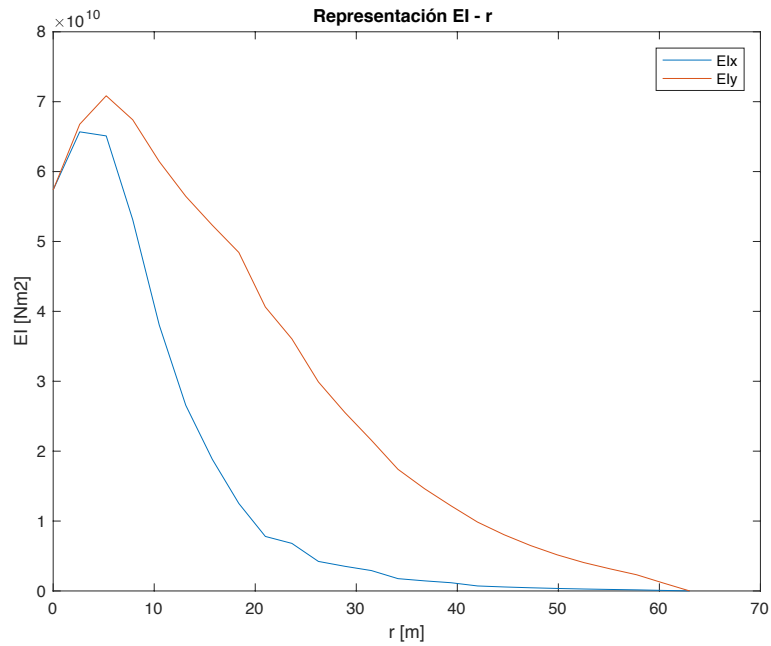


Figura 27: Representación de $EL_x(r)$ y $EL_y(r)$

Rigidez a Torsión en función de la Distancia al Buje

La **rigidez a torsión** en función de la distancia al buje presenta una distribución de la siguiente manera:

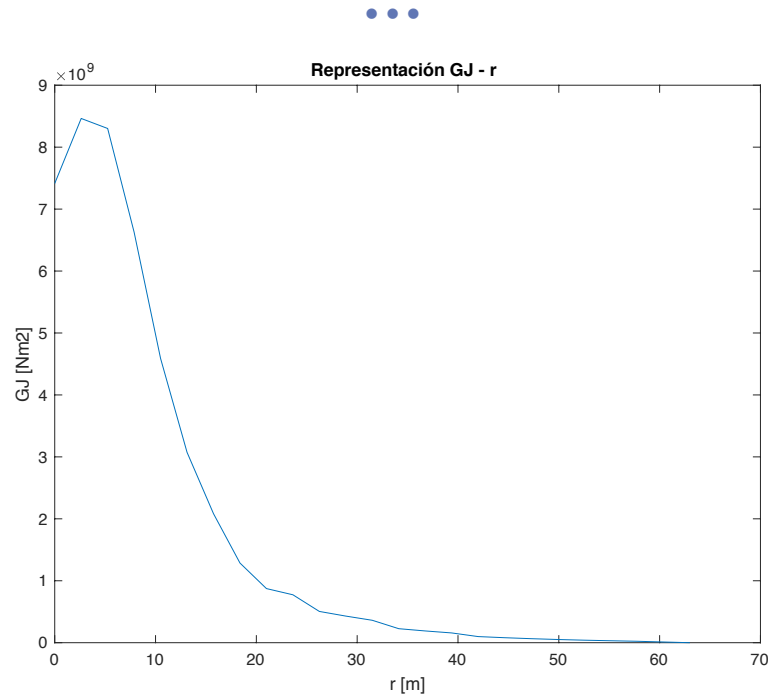


Figura 28: Representación de $GJ(r)$

3.3. Descripción del Modelo FEM

Para modelizar el comportamiento de la pala de aerogenerador se ha decidido dividirla en $N = 100$ nodos diferentes, cada uno de ellos con seis grados de libertad: tres de traslación (x, y, z) y tres de rotación ($\theta_x, \theta_y, \theta_z$). En este modelo considerado, se ha asignado la masa a los grados de libertad de traslación, dejando los grados de libertad de rotación con masa nula. A la hora de recurrir a herramientas digitales se ha seguido la referencia [11], haciendo uso del elemento "Space Frame":

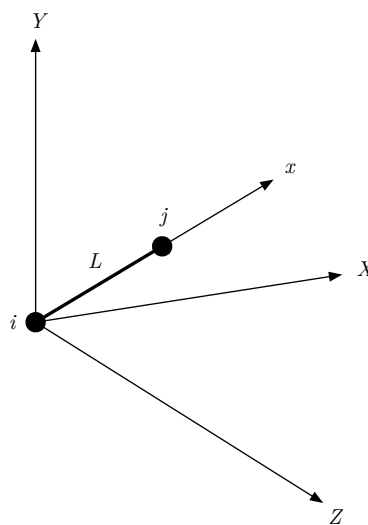


Figura 29: Elemento "Space Frame"

Este elemento está caracterizado por doce grados de libertad (seis en cada extremo); además de un módulo elástico (E), un módulo elástico a cortadura (G), un área transversal (A), unos momentos de inercia en los ejes x (I_x) e y (I_y), un momento de inercia torsional (J) y una longitud (L).

A este modelo se le ha añadido una condición de contorno de empotramiento en la raíz de la pala, por lo que los seis grados de libertad son nulos en el primer nodo (ligadura de punto único).

3.3.1. Rigidez Centrífuga

Bajo el efecto de una rotación la viga presenta una rigidez añadida debido a la aparición de esfuerzos adicionales originados por la fuerza centrífuga. A la hora de incorporar la **rigidez centrífuga** se ha seguido el desarrollo de Hoa [12], considerando la pala de aerogenerador como una viga empotrada en un extremo. En el desarrollo siguiente, con el fin de simplificar la explicación teórica y facilitar su entendimiento, la viga de estudio tiene únicamente dos grados de libertad: el desplazamiento en el eje y y el giro alrededor del eje x . Tras realizar el análisis con estos dos grados de libertad habría que repetir el estudio de forma análoga con el desplazamiento en el eje x y el giro alrededor del eje y .

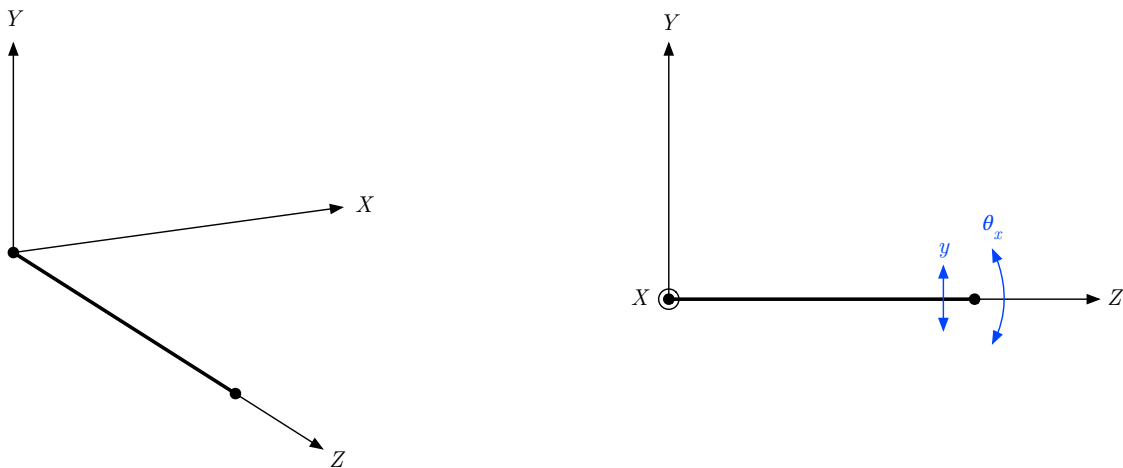


Figura 30: Esquema Básico del Desarrollo de la Rigidez Centrífuga

La fuerza centrífuga crea esfuerzos axiales y cortantes en la superficie transversal de la viga que incrementan la energía potencial almacenada en cada elemento de la misma en la cantidad:

$$V^* = \frac{1}{2} \int_{v'} \{ \sigma_{z'} (\partial w / \partial z')^2 + 2\tau_{z'x'} (\partial w / \partial z') (\partial w / \partial x') \} dv'$$

Considerando que la viga es esbelta:

$$(\partial w / \partial x') = 0$$

Por lo que el segundo término desaparece, quedando finalmente:

$$V^* = \frac{1}{2} \int_{v'} \sigma_z (\partial w / \partial z')^2 dx' dy' dz'$$

Donde el desplazamiento de la viga, w , se ha considerado como un polinomio de tercer grado en z' :

$$w = c_1 + c_2 \cdot z' + c_3 \cdot z'^2 + c_4 \cdot z'^3$$

Para el cálculo de la fuerza centrífuga se ha considerado el modelo de elementos finitos siguiente:

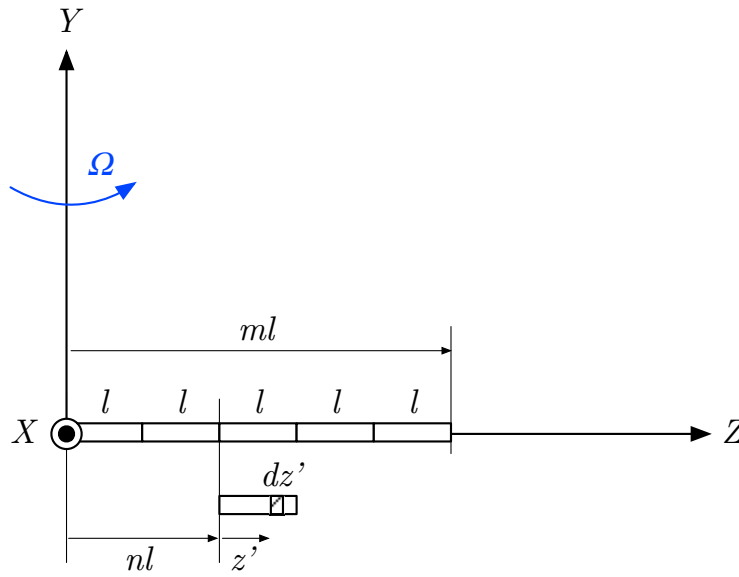


Figura 31: Localización del Elemento Finito

Según este modelo, el diferencial de fuerza centrífuga asociado a una longitud infinitesimal dz' del elemento situado en z' es:

$$dF_{z'} = A \rho \Omega^2 \cdot (nl + z') \cdot dz'$$

La fuerza actuando en cualquier sección a una distancia z' de la frontera izquierda del elemento es:

$$F_{z'} = A \int_{z'}^l \rho \Omega^2 \cdot (nl + z') \cdot dz' + A \int_{(n+1)l}^{ml} \rho \Omega^2 \cdot (z) \cdot dz$$

Donde n es el número de elementos anteriores sin incluir el elemento en consideración. En la expresión anterior, el primer sumando representa la fuerza centrífuga asociada a la porción del elemento finito que queda al lado derecho de la sección que se está considerando y el segundo

sumando representa la fuerza asociada a la porción de viga que queda al lado derecho del elemento en consideración. Si se integra la expresión anterior se obtiene:

$$F_{z'} = A\rho\Omega^2 \cdot \left(-nlz' - \frac{1}{2}z'^2 + c \right)$$

Siendo c :

$$c = \frac{1}{2}l^2 \cdot (m^2 - n^2)$$

De forma que el esfuerzo axial:

$$\sigma_{z'} = F_{z'}/A = \rho\Omega^2 \cdot \left(-nlz' - \frac{1}{2}z'^2 + c \right)$$

Si se sustituye la expresión anterior y el modelo polinómico del desplazamiento de la viga en la expresión del potencial que se ha calculado con anterioridad se obtiene que:

$$V^* = \frac{1}{2} \{ \delta \}^T [K^*] \{ \delta \}$$

Donde K^* es la matriz de rigidez centrífuga, cuya expresión viene dada por:

$$[K^*] = A\rho\Omega^2 \begin{bmatrix} \frac{6}{5}c^* + \frac{3}{5}d - \frac{6}{35} & \frac{1}{10}c^* + \frac{1}{10}d - \frac{1}{28} & \frac{2}{15}c^* + \frac{1}{30}d - \frac{1}{105} & \frac{6}{5}c^* + \frac{3}{5}d - \frac{6}{35} \\ -\frac{6}{5}c^* - \frac{3}{5}d + \frac{6}{35} & -\frac{1}{10}c^* - \frac{1}{10}d + \frac{1}{28} & -\frac{1}{30}c^* - \frac{1}{60}d + \frac{1}{140} & -\frac{1}{10}c^* - \frac{1}{70} \\ \frac{1}{10}c^* + \frac{1}{70} & -\frac{1}{30}c^* - \frac{1}{60}d + \frac{1}{140} & -\frac{1}{10}c^* - \frac{1}{70} & \frac{2}{15}c^* + \frac{1}{10}d - \frac{3}{70} \end{bmatrix} \quad SIM$$

Siendo en la expresión anterior:

$$c^* = \frac{1}{2} \cdot (m^2 - n^2)$$

$$d = n$$

3.3.2. Reducción Estática de Guyan

A el modelo FEM desarrollado se le ha aplicado también el método de **condensación estática de Guyan**. Es uno de los métodos de reducción más populares. Tanto las matrices de masa y rigidez como los grados de libertad son reordenados separándose en dos grupos: grados de libertad maestros, que serán conservados, y grados de libertad esclavos, que serán eliminados [13]. Si no hay fuerzas aplicadas en los grados de libertad esclavos, la ecuación de los valores propios queda de la siguiente manera:

$$\begin{bmatrix} M_{mm} & M_{ms} \\ M_{sm} & M_{ss} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{x}_m \\ \ddot{x}_s \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} K_{mm} & K_{ms} \\ K_{sm} & K_{ss} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x_m \\ x_s \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} f_m \\ 0 \end{Bmatrix}$$

Si se desprecian los términos de inercia de la segunda parte de la ecuación (de ahí el nombre de reducción estática), se tiene:

$$[M_{sm}]\{\ddot{x}_m\} + [M_{ss}]\{\ddot{x}_s\} + [K_{sm}]\{x_m\} + [K_{ss}]\{x_s\} = 0$$

$$[K_{sm}]\{x_m\} + [K_{ss}]\{x_s\} = 0$$

De donde se pueden despejar los grados de libertad esclavos:

$$\{x_s\} = -[K_{ss}]^{-1}[K_{sm}]\{x_m\}$$

O también:

$$\begin{Bmatrix} x_m \\ x_s \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} I \\ -[K_{ss}]^{-1}[K_{sm}] \end{bmatrix} \{x_m\} = [T_s]\{x_m\}$$

Donde $[T_s]$ es la transformación estática entre el modelo completo y los grados de libertad maestros. La forma condensada de las matrices de masa y rigidez viene dada de la siguiente manera:

$$[M_{A,R}] = [T_s]^T [M_A] [T_s], [K_{A,R}] = [T_s]^T [K_A] [T_s]$$

Donde $[M_{A,R}]$ y $[K_{A,R}]$ son las matrices reducidas de masa y rigidez de dimensión $N \times N$, siendo N el número de grados de libertad maestros.

En la transformación de la matriz de rigidez original a la reducida no se pierde la complejidad estructural debido a que todos los elementos de la matriz de rigidez original contribuyen. Sin embargo, en la matriz reducida de masas aparecen elementos que son combinaciones de rigidez y masa. En consecuencia, la solución del problema de autovalores y autovectores es cercana pero no exactamente igual a la del caso original.

En este texto los grados de libertad maestros son los desplazamientos (x, y, z) y los grados de libertad esclavos son los giros ($\theta_x, \theta_y, \theta_z$). Tal y como se ha comentado previamente, la inercia asociada a los giros es nula, por lo tanto, la aproximación de Guyan de despreciar la inercia de los grados de libertad esclavos pasa a ser exacta. El resultado es que, en este caso en concreto, la solución del problema de autovalores y autovectores del problema reducido es igual a la del problema original.

3.3.3. Cargas Externas en el Modelo

Con el objetivo de estudiar la respuesta de la pala se plantea una modelización de las cargas externas que se describe en este apartado. La pala del aerogenerador sufre solicitaciones en los ejes x , y y z . Los valores de estas cargas han sido escogidos de manera que los desplazamientos de la pala presenten una magnitud adecuada. En el eje x se tiene la resistencia aerodinámica de la pala, considerada una distribución lineal decreciente desde el buje hasta la punta de la pala, cuyo máximo es de 2500N:

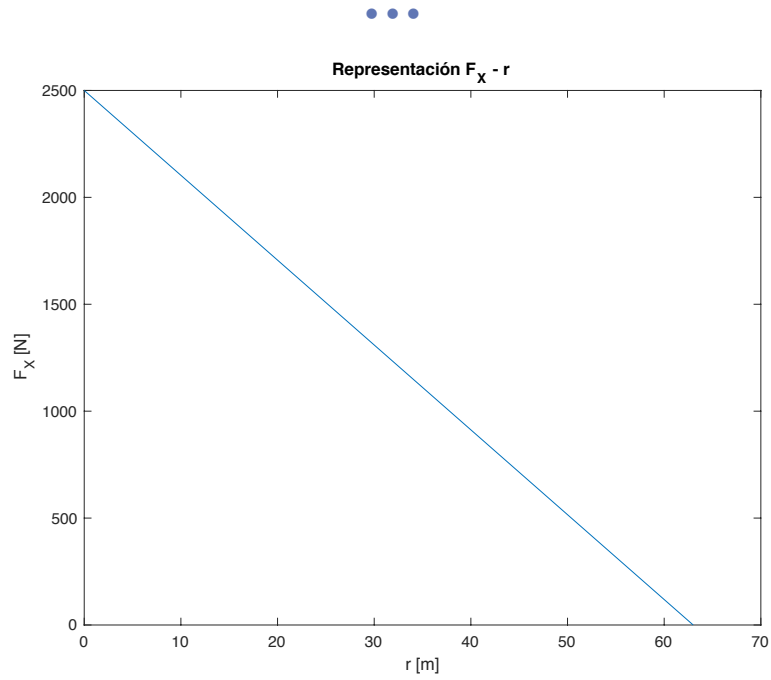


Figura 32: Representación de las Cargas en x

En el eje y la pala sufre la carga de la sustentación. Para modelizar la sustentación se ha considerado una distribución elíptica que parte de unos 8000N tal que:

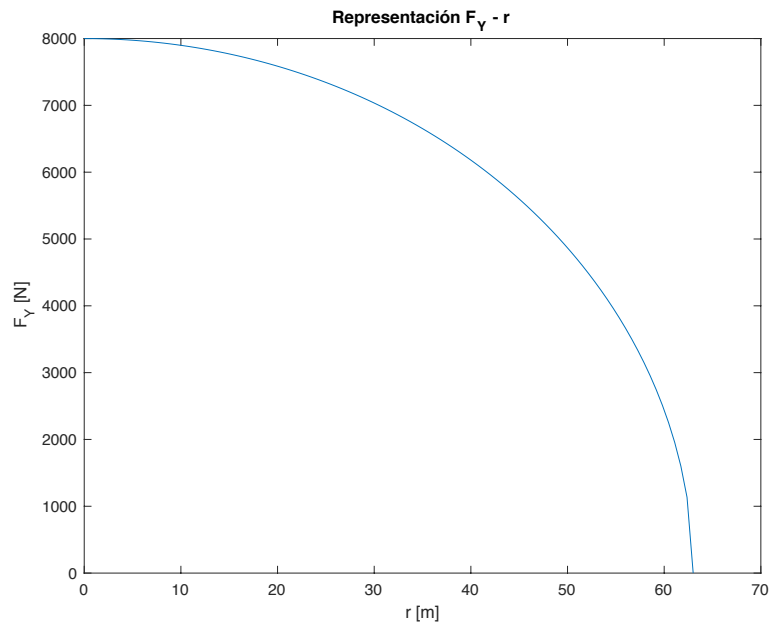


Figura 33: Representación de las Cargas en y

Finalmente, la sollicitación en el eje z , la fuerza centrífuga, ya ha sido contabilizada con el incremento de rigidez debido al giro de la pala.

3.3.4. Amortiguamiento

En el sistema de estudio existen diferentes elementos que disipan energía, por ejemplo, los propios materiales de la pala del aerogenerador al deformarse. Medir la disipación de la energía es complicado, por ello se ha optado por escoger un modelo sencillo que pueda representar adecuadamente la física del problema en lugar de optar por ignorar la disipación de energía.

En este texto se ha seleccionado la opción de un **amortiguamiento viscoso con matriz proporcional**, es decir, aquel en el que la matriz $[F]$ se puede expresar como combinación lineal de las matrices $[M]$ y $[K]$. Según esto:

$$[F] = \alpha[M] + \beta[K]$$

Donde se ha escogido $\alpha = 0$ y $\beta = 0.75\%$. La característica más importante de este tipo de amortiguamiento es que los modos del sistema conservativo y las frecuencias naturales son también los del sistema no conservativo [14]. Ahora bien, los modos son los mismos, pero sus frecuencias propias asociadas cambian:

$$\omega_r^* = \omega_r \sqrt{1 - \gamma_r^2}$$

$$\gamma_r = \frac{\alpha}{2\omega_r} + \beta \frac{\omega_r}{2}$$

3.4. Respuesta de la Pala

Debido a que el modo de vibración más perjudicial es el primer modo en batimiento, tal y como se detallará en el apartado siguiente, se ha optado por realizar un estudio de la respuesta de la punta de la pala, que es el punto que presentaría una mayor deflexión en caso de que se produjera la resonancia.

Una vez se han obtenido las cargas y el amortiguamiento se puede calcular la **respuesta de la pala** suponiendo que:

$$\{q\} = \{q_0\} e^{i\Omega t}$$

Donde q es la respuesta permanente de la pala. De forma que:

$$[M]\{\ddot{q}\} + [F]\{\dot{q}\} + [K]\{q\} = \{P\}$$

$$[[K] + i\Omega \cdot [F] - \Omega^2 \cdot [M]]\{q\} = \{P\}$$

$$\{q\} = [[K] + i\Omega \cdot [F] - \Omega^2 \cdot [M]]^{-1} \{P\}$$

Donde se ha tenido en cuenta que:

$$\{\dot{q}\} = i\Omega \cdot \{q\}$$

$$\{\ddot{q}\} = -\Omega^2 \cdot \{q\}$$

Si se representa q para distintos valores de Ω se obtiene:

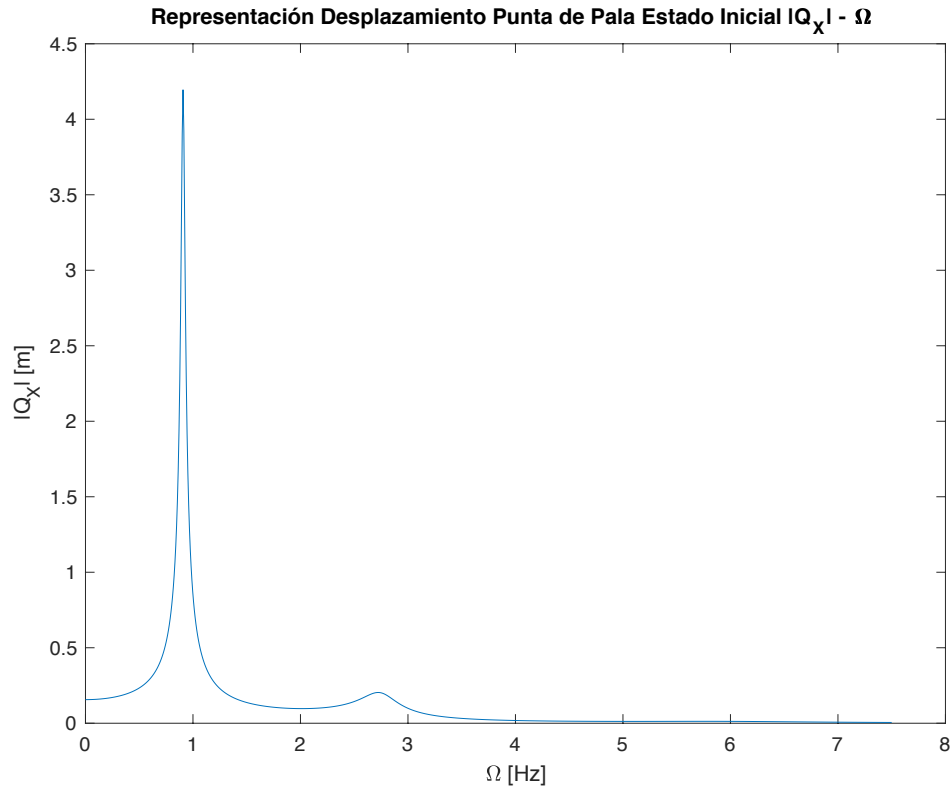


Figura 34: Desplazamiento en x Punta de Pala Estado Inicial

Como se observa en la figura; la respuesta presenta dos picos, cuando se esperaban tres (uno para cada modo en batimiento). Esto es así debido a que la incorporación del amortiguamiento en la estructura hace que los picos se atenúen. Se ha comprobado que para valores muy bajos del parámetro β (en torno a 0.0001%) estos picos sí aparecen. También se observa un ligero desplazamiento hacia la izquierda de los picos, debido al efecto del amortiguamiento:

$$\omega_r^* = \omega_r \sqrt{1 - \gamma_r^2}$$

$$\gamma_r = \frac{\alpha}{2\omega_r} + \beta \frac{\omega_r}{2}$$

$$\omega_r^* = \omega_r \sqrt{1 - \left(\beta \frac{\omega_r}{2}\right)^2}$$

En cuanto a los desplazamientos en el eje y :

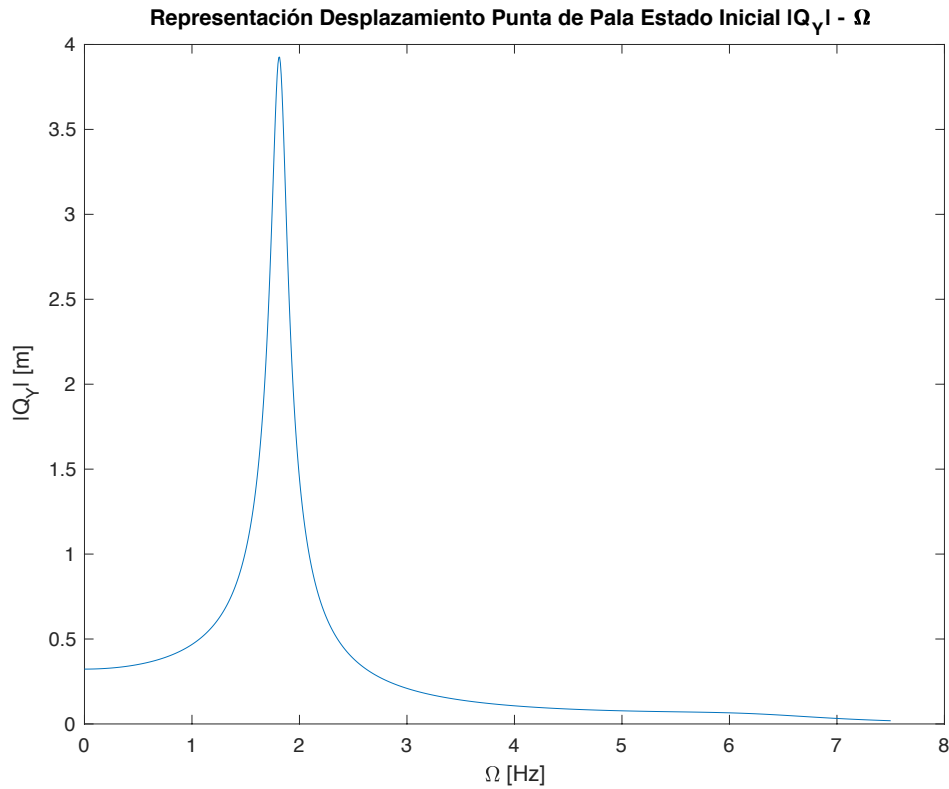


Figura 35: Desplazamiento en y Punta de Pala Estado Inicial

Al igual que en el caso anterior la respuesta presenta menos picos de los esperados, únicamente aparece un pico cuando deberían de hacerlo dos, ya que existen dos modos de arrastre. La explicación se encuentra de nuevo en el amortiguamiento.

Finalmente, la respuesta en el eje z es nula, debido a que no se han considerado cargas en dicho eje aparte de las centrífugas.

3.5. Características Modales

En este apartado se estudian los modos propios de la pala original del aerogenerador. Primeramente, se hará un estudio de los modos propios de la pala empotrada sin y con la reducción estática de Guyan, para posteriormente representar los diagramas de Campbell y Waterfall de la pala empotrada.

3.5.1. Modos Propios de la Pala Empotrada

Inicialmente se ha decidido calcular los primeros cinco modos propios de la pala empotrada, ordenados de menor a mayor frecuencia natural. Una vez realizado el diagrama de Campbell se verá si es necesario hallar un mayor (o menor) número de modos propios para cubrir el estudio de todas las posibles resonancias.

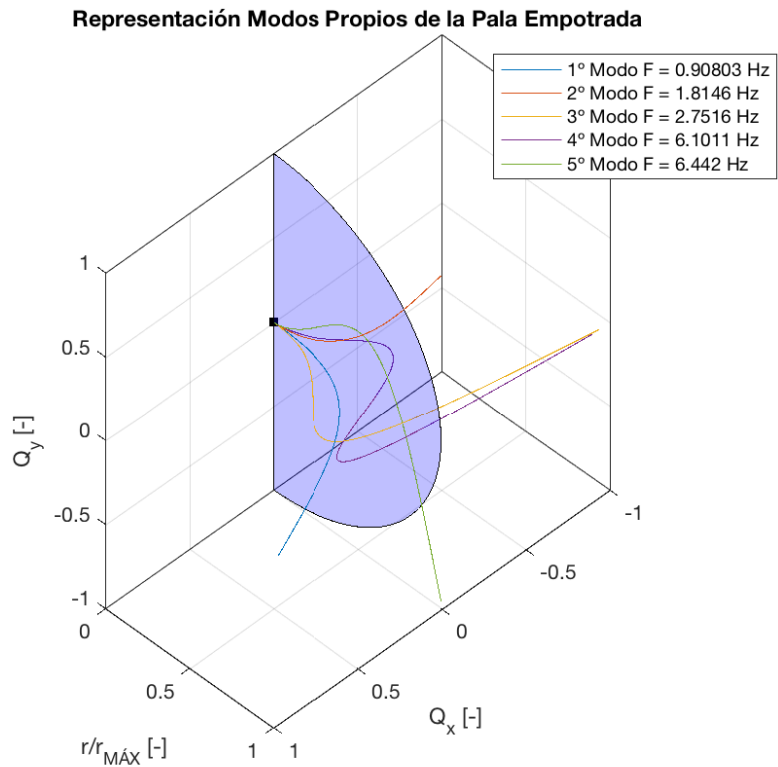


Figura 36: Modos Propios de la Pala Empotrada

Para facilitar la visualización de los modos propios se ha simbolizado el plano de giro de las palas del aerogenerador por un disco. De los resultados obtenidos se puede decir que los modos son:

Tabla 4: Clasificación de los Modos Propios de la Pala

<i>Modo</i>	<i>Tipo</i>	<i>f</i> [Hz]
1º	Batimiento	0.9080
2º	Arrastre	1.8146
3º	Batimiento	2.7516
4º	Batimiento	6.1011
5º	Arrastre	6.4420

Si se tienen en cuenta los efectos del amortiguamiento a la hora de calcular las frecuencias propias de la estructura, se tiene que:

Tabla 5: Variación de las Frecuencias con el Amortiguamiento

<i>Modo</i>	<i>Tipo</i>	f [Hz]	f^* [Hz]
1º	Batimiento	0.9080	0.9078
2º	Arrastre	1.8146	1.8130
3º	Batimiento	2.7516	2.7458
4º	Batimiento	6.1011	6.0377
5º	Arrastre	6.4420	6.3673

En la tabla anterior se han marcado con una estrella “*” las frecuencias propias del sistema no conservativo, es decir, las frecuencias resultantes de usar la expresión:

$$\omega_r^* = \omega_r \sqrt{1 - \gamma_r^2}$$

Aplicando el modelo de amortiguamiento escogido (amortiguamiento viscoso con matriz proporcional) quedaría:

$$\gamma_r = \frac{\alpha}{2\omega_r} + \beta \frac{\omega_r}{2}$$

$$\omega_r^* = \omega_r \sqrt{1 - \left(\beta \frac{\omega_r}{2}\right)^2}$$

Modos en Batimiento

Estos modos propios de la pala son los más peligrosos, pues implican el movimiento de la pala fuera del plano de giro pudiendo ocasionar así la colisión entre la pala y la torre. Serán las resonancias con estos modos las que habrá que evitar a toda costa. Si se representan los modos en batimiento separadamente:

• • •

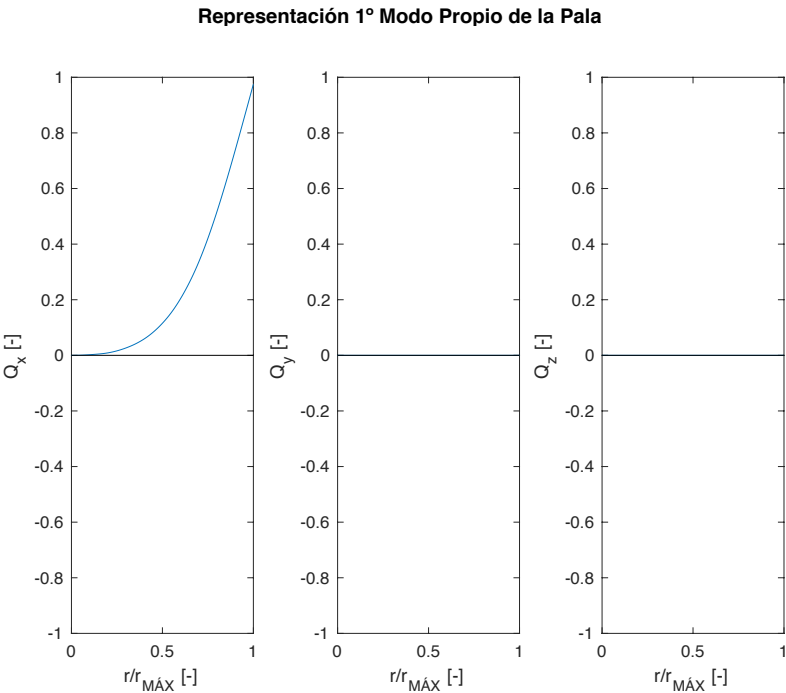


Figura 37: Representación 1º Modo Propio de la Pala

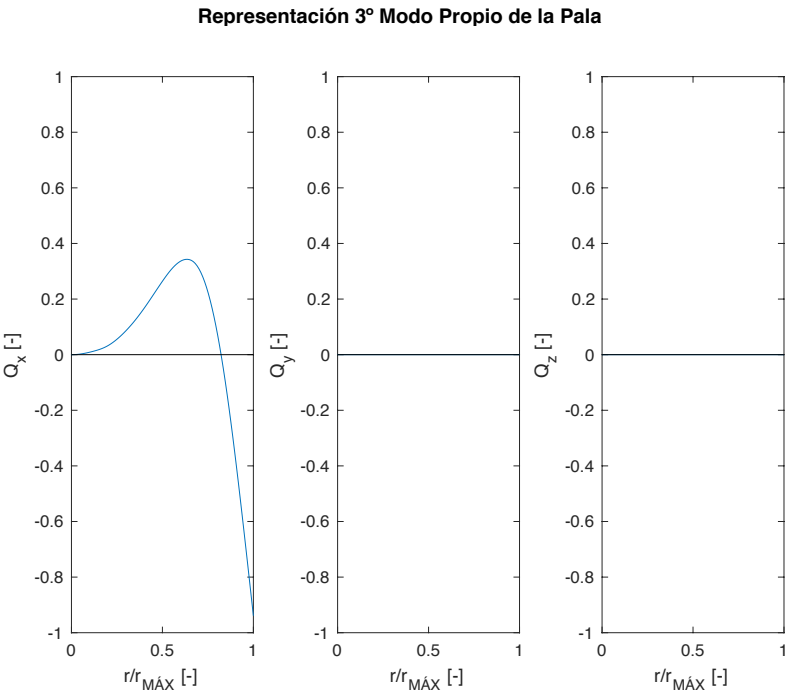


Figura 38: Representación 3º Modo Propio de la Pala

Representación 4º Modo Propio de la Pala

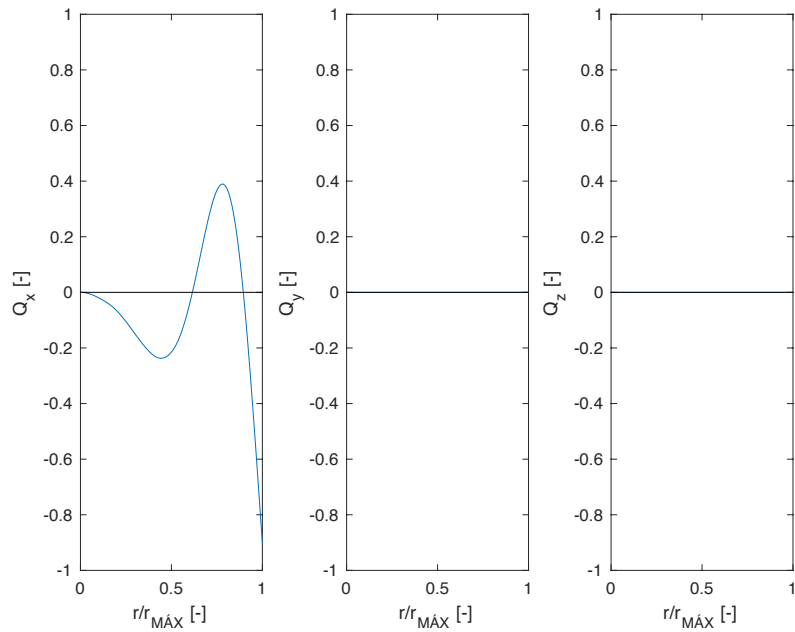


Figura 39: Representación 4º Modo Propio de la Pala

Modos en Arrastre

Los modos en arrastre implican el movimiento de la pala dentro del plano de giro, por lo tanto, no son tan peligrosos como los modos en batimiento. Aun así, el aerogenerador puede sufrir daños, por ejemplo, de fatiga, si se produce la resonancia con estos modos. Los dos primeros modos en arrastre son los siguientes:

Representación 2º Modo Propio de la Pala

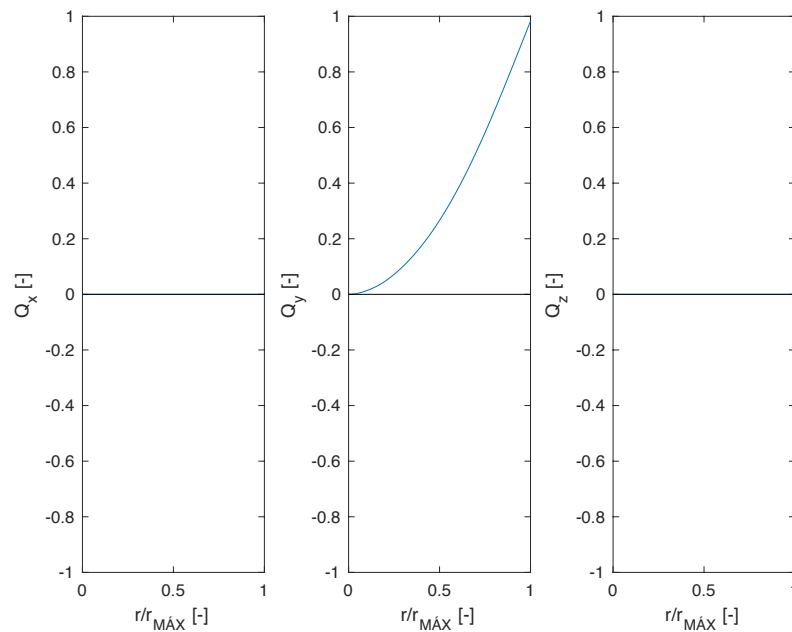


Figura 40: Representación 2º Modo Propio de la Pala

Representación 5º Modo Propio de la Pala

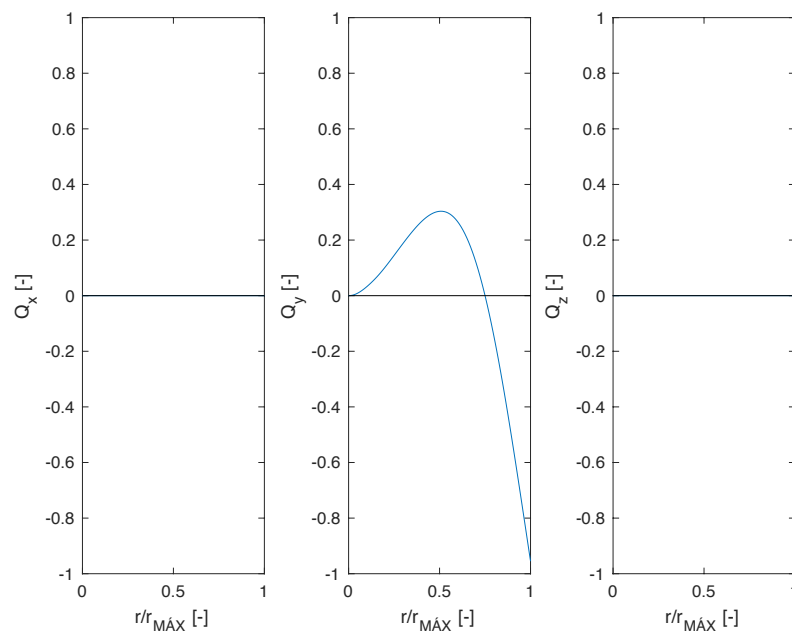


Figura 41: Representación 5º Modo Propio de la Pala

3.5.2. Modos Propios de la Pala Empotrada con la Reducción Estática de Guyan

Tras aplicar al modelo la reducción estática de Guyan los resultados son los siguientes:

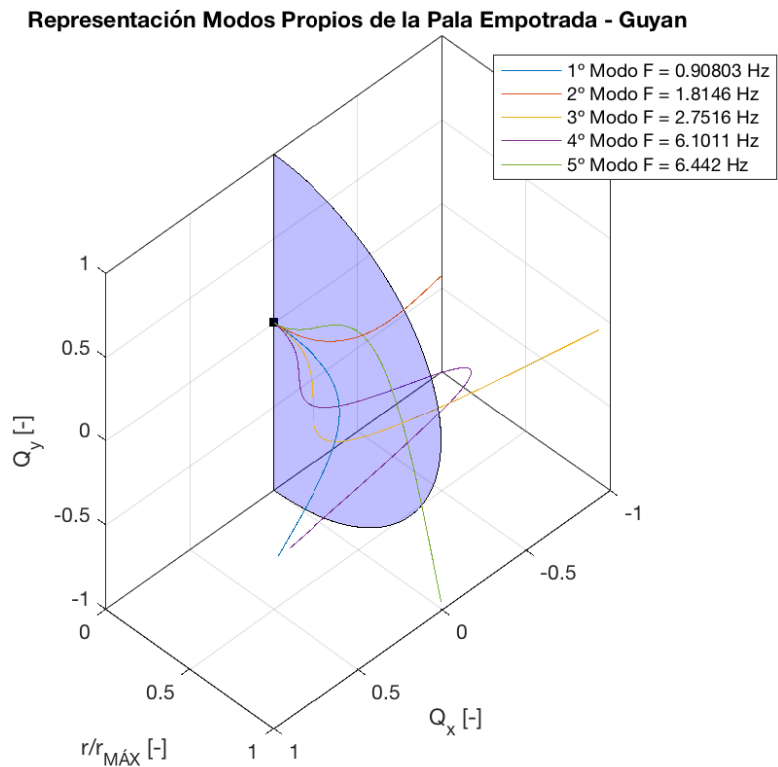


Figura 42: Modos Propios de la Pala Empotrada con Reducción Estática de Guyan

Al igual que para el caso original se tiene:

Tabla 6: Clasificación de los Modos Propios de la Pala Reducción Estática de Guyan

<i>Modo</i>	<i>Tipo</i>	<i>f</i> [Hz]
1º	Batimiento	0.9080
2º	Arrastre	1.8146
3º	Batimiento	2.7516
4º	Batimiento	6.1011
5º	Arrastre	6.4420

Como se puede observar en la tabla anterior, las frecuencias naturales del problema reducido son las mismas que las del problema completo, resultado que era de esperar. Los modos propios

tampoco varían, por lo que las representaciones realizadas para el caso original son completamente válidas para el caso reducido.

3.5.3. Diagrama de Campbell

El **diagrama de Campbell** es una herramienta muy útil para analizar las posibles resonancias del sistema. En este diagrama se representa la variación de las frecuencias naturales de la pala (tanto de batimiento como de arrastre) y las frecuencias (armónicos) de las cargas que excitan la dinámica estructural del sistema en función de la velocidad angular de giro del rotor.

En este diagrama se pueden identificar las resonancias fácilmente como las intersecciones de las frecuencias naturales con los armónicos excitadores. Si el aerogenerador funciona de forma permanente en alguno de estos puntos, las posibilidades de fallo del sistema son altísimas. Esto no supone un gran inconveniente cuando el aerogenerador está acelerando (régimen transitorio), ya que el tiempo de permanencia en esos puntos es muy corto; pero, cuando la máquina está funcionando de forma continua (régimen permanente), hay que evitar puntos de resonancia.

Por último, cabe destacar que los primeros armónicos son los más energéticos; por lo tanto, aunque se debe evitar cualquier tipo de resonancia en régimen permanente, se deberá prestar especial atención a las resonancias con los primeros armónicos.

El diagrama de Campbell obtenido es el siguiente:

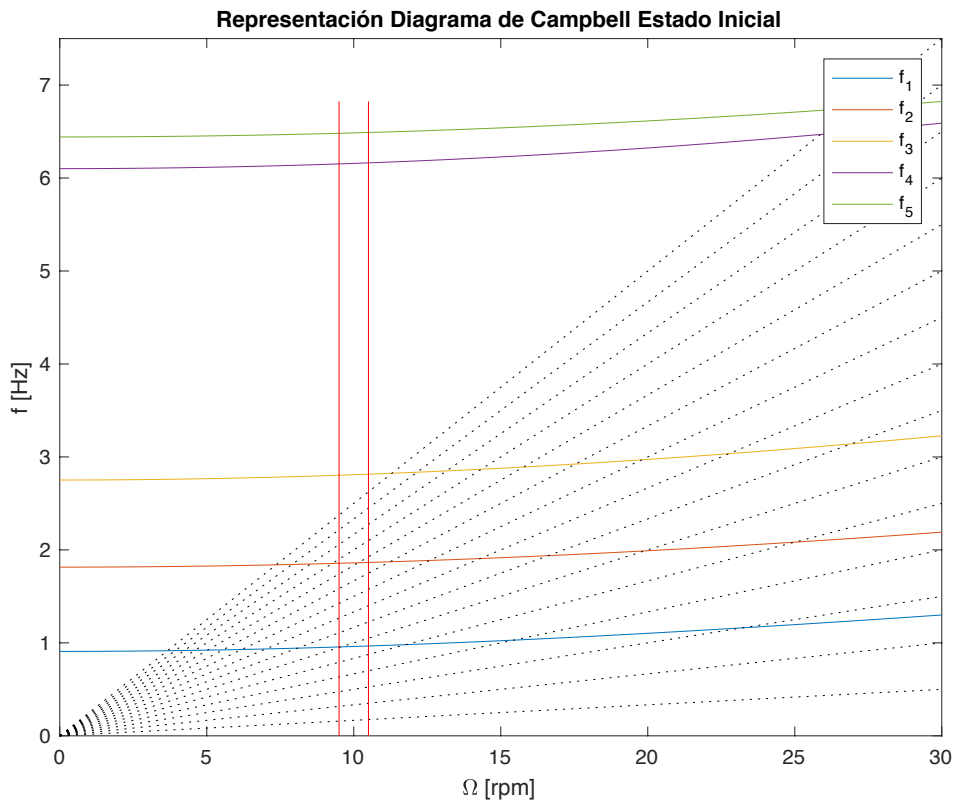


Figura 43: Diagrama de Campbell Estado Inicial

De este diagrama se deduce que el estudio de los primeros cinco modos propios de la pala de aerogenerador es suficiente; teniendo especial importancia los modos primero y segundo, tanto en régimen permanente como en estacionario en el punto de trabajo.

Para valorar si existe riesgo de resonancia o no, se ha establecido un margen de funcionamiento (MF) de la velocidad de giro del aerogenerador del 10%, es decir, un 5% hacia la derecha y un 5% hacia la izquierda de la velocidad de giro nominal (10rpm, tras tomar un valor aproximado a la de la referencia [5]). También se ha establecido un margen de seguridad (MS) para dejar entre la frecuencia natural de la pala y los armónicos de un 2.5%, es decir, un 1.25% hacia arriba y un 1.25% hacia abajo de la frecuencia natural. Según este criterio:

Tabla 7: Obtención de las Combinaciones Modo – Armónico con Problemas

Armónico	1º	2º	3º	4º	5º	6º	7º	8º	9º	10º	11º	12º	13º	14º	15º
Modo Propio	1º	2º	3º	4º	5º	6º	7º	8º	9º	10º	11º	12º	13º	14º	15º
1º Batimiento	OK	OK	OK	OK	OK	NO	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK
2º Arrastre	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK	NO	OK	OK	OK	OK
3º Batimiento	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK
4º Batimiento	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK
5º Arrastre	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK

Se puede concluir de la tabla anterior que las combinaciones más desfavorables son las del primer modo con el sexto armónico y la del segundo modo con el undécimo armónico. Estos conflictos también pueden observarse si se amplía el diagrama de Campbell en la zona de interés:

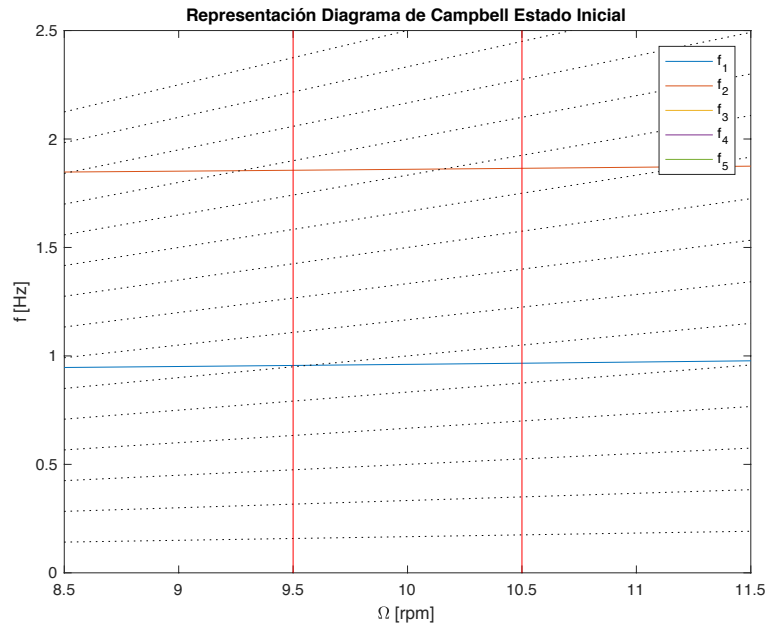


Figura 44: Diagrama de Campbell Estado Inicial Zona de Interés

Para finalizar, se puede decir que es necesario el realizar una modificación a la pala original con el fin de hacer desaparecer las resonancias. Los esfuerzos irán enfocados sobre todo a eliminar la resonancia con el primer modo, ya que, como se ha comentado con anterioridad, lleva asociado el movimiento fuera del plano de giro del aerogenerador y puede ocasionar el impacto entre pala y torre.

El diagrama de Campbell del estado inicial en la zona de interés indica que, en la pala de estudio, se requiere un menor esfuerzo para evitar los fenómenos de resonancia en el margen de funcionamiento si se disminuyen las frecuencias naturales en lugar de aumentarlas, como se puede observar en el caso del primer modo. De esta forma se consigue que los puntos de corte entre las frecuencias naturales de la pala y los armónicos de las cargas queden fuera del margen de funcionamiento.

3.5.4. Diagrama de Waterfall

El **diagrama de Waterfall**, a diferencia del anterior, muestra la variación de las frecuencias propias y excitadoras con la velocidad del viento a través de la relación entre esta última y la velocidad de giro del rotor mediante una ley de control. Por lo tanto, sirve para determinar para qué valores de la velocidad del viento se van a dar los problemas de resonancia.

El aerogenerador de estudio cuenta con un sistema de velocidad variable, es decir, la velocidad de giro del rotor varía con la velocidad del viento. Este sistema presenta a su vez ventajas (mayor eficiencia, cargas dinámicas menores...) e inconvenientes (la electricidad producida es de frecuencia variable).

En la figura inferior se muestra la **ley de control** escogida, es decir, la variación de la velocidad de giro con la velocidad de la corriente incidente:

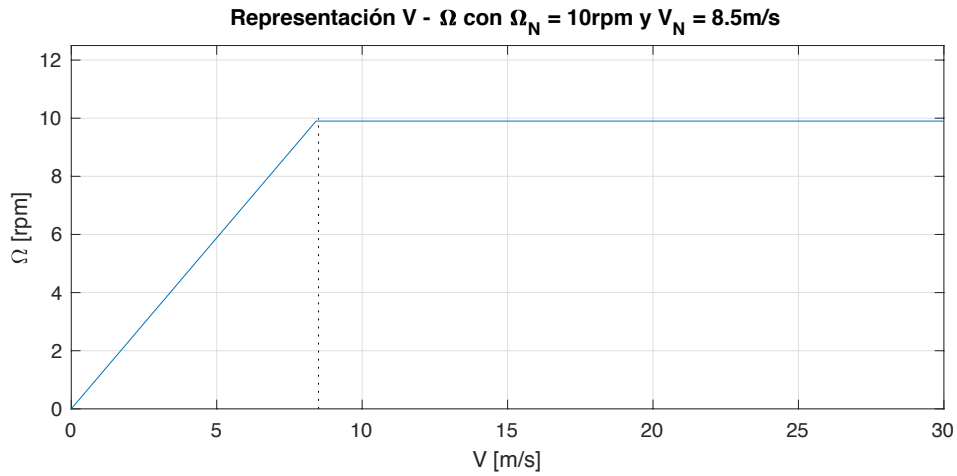


Figura 45: Representación de la Ley de Control

Para elaborar la ley de control se han escogido una velocidad angular nominal $\Omega_N = 10\text{rpm}$ y una velocidad de la corriente incidente nominal de $V_N = 9.8\text{m/s}$, siguiendo valores similares a los de la referencia [5]. Una vez establecida la ley de control es posible representar el diagrama de Waterfall:

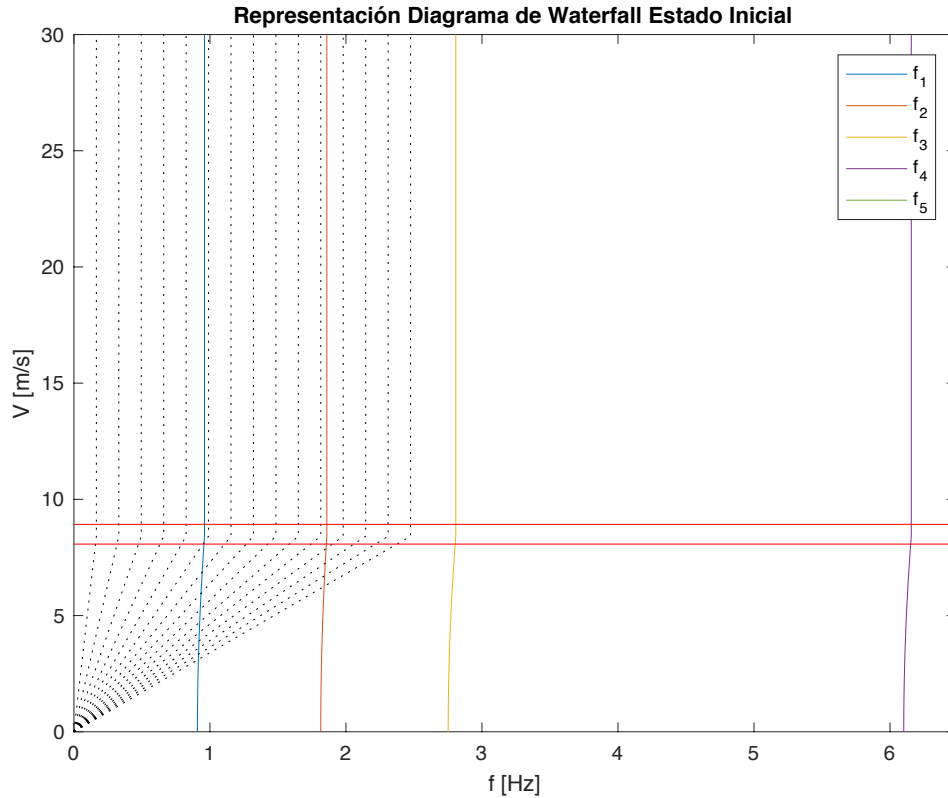


Figura 46: Diagrama de Waterfall Estado Inicial



Donde se puede volver a observar que las resonancias involucran el primer y segundo modo propio de la pala.

4. Solución del Problema de Vibraciones

En este capítulo se tratan las soluciones del problema de vibraciones de la pala del aerogenerador, tanto la solución clásica como la solución por TMD. En ambos estudios se calcularán las nuevas frecuencias propias de la pala de aerogenerador y en la primera solución se representará el nuevo diagrama de Campbell. En último lugar y en ambos casos, se hará una representación del desplazamiento de la punta de la pala con el fin de comparar el nuevo estado con el de partida.

4.1. Solución Clásica

4.1.1. Parámetros Escogidos

Como ya se ha comentado con anterioridad, la **solución clásica** al problema de vibraciones consiste en modificar la rigidez y/o la masa de la pala para variar sus frecuencias naturales y alejarlas de las frecuencias forzantes, desapareciendo así los fenómenos de resonancia.

Las variaciones de espesor van enfocadas a disminuir las frecuencias propias de la pala de aerogenerador; pues, como se ha comentado con anterioridad, en este caso en particular esta solución requiere un menor esfuerzo que la alternativa de aumentarlas hasta desplazar el punto de corte de las frecuencias naturales con los armónicos de las cargas fuera del margen de funcionamiento.

Además, disminuir las frecuencias propias es más conveniente que aumentarlas; ya que en el primer caso hay que aumentar el espesor de los elementos **no resistentes**, cuya masa es proporcional al espesor (t), por lo tanto, la frecuencia natural disminuiría como:

$$f \propto \sqrt{\frac{1}{t}}$$

Si se elige aumentar las frecuencias propias, habría que aumentar el espesor de los elementos **resistentes**, cuya rigidez es proporcional al cubo del espesor (t^3). La masa también aumentaría, pero menos que en el caso anterior, debido a que no toda la estructura sufre el aumento de espesor. Finalmente, las frecuencias naturales subirían como algo más que:

$$f \propto \sqrt{\frac{t^3}{t}} = \sqrt{t^2} = t$$

Por lo tanto, se ha optado por modificar los elementos que producen un mayor aumento en la masa que en la rigidez: revestimiento y refuerzo del borde de salida. Los incrementos de espesor escogidos han sido los siguientes:

Tabla 8: Incrementos de Espesor Solución Clásica

Elemento	Incremento de Espesor [% Respecto a la Cuerda]
Revestimiento	0.275
Largueros	0
Refuerzo Revestimiento	0

Refuerzo Borde de Salida	0.0125
Cilindros	0

Estas modificaciones en los espesores de la pala hacen que la masa total de la misma aumente 7704kg aproximadamente hasta los 48240kg.

Tabla 9: Incremento de Masa – Solución Clásica

<i>Masa Inicial</i> [kg]	<i>Masa Solución Clásica</i> [kg]	<i>Incremento de Masa</i> [kg]
40535	48240	7704

4.1.2. Variación de las Frecuencias Naturales

Mediante los incrementos de espesor anteriores se consiguen variar las propiedades de la pala, modificando así las frecuencias naturales de la misma. Las nuevas **frecuencias naturales** son:

Tabla 10: Comparación Frecuencias Naturales Sistema No Conservativo
Estado Inicial – Solución Clásica

<i>Modo</i>	<i>Tipo</i>	<i>f* Inicial</i> [Hz]	<i>f* Nueva</i> [Hz]
1º	Batimiento	0.9078	0.8416
2º	Arrastre	1.8130	1.7030
3º	Batimiento	2.7458	2.5420
4º	Batimiento	6.0377	5.6019
5º	Arrastre	6.3673	6.0939

Los resultados obtenidos reflejan una disminución en las frecuencias propias de la pala del aerogenerador, tal y como se esperaba con lo anteriormente expuesto.

4.1.3. Diagrama de Campbell

Tras realizar el análisis de resonancias el nuevo **diagrama de Campbell** quedaría:

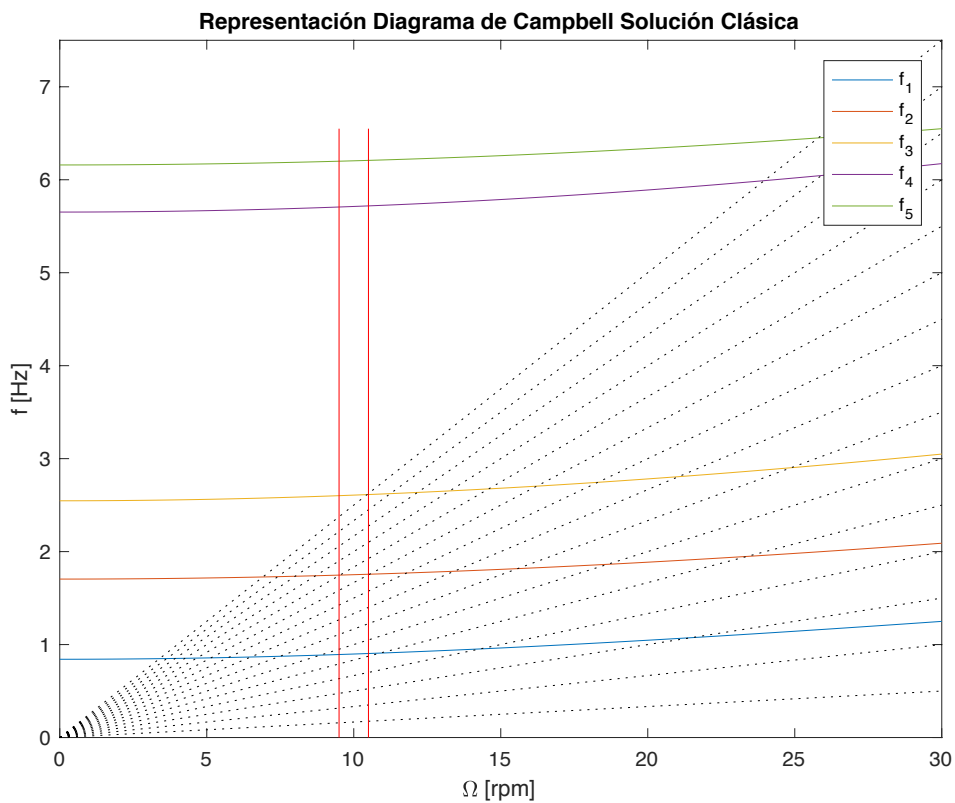


Figura 47: Diagrama de Campbell Solución Clásica

Si se aumenta la zona de interés se puede observar que la resonancia con el primer modo propio ha desaparecido por completo:

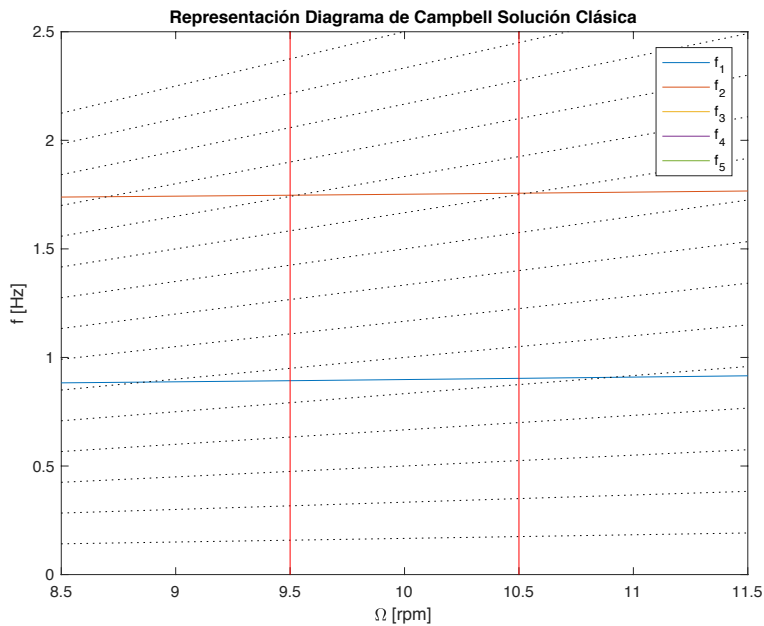


Figura 48: Diagrama de Campbell Solución Clásica Zona de Interés

Las resonancias con el segundo modo se han desplazado a los extremos del margen de funcionamiento. Aun así, el modo involucrado en dicha resonancia corresponde a un modo en arrastre, por lo que el peligro no es tan grande como en el caso de los modos en batimiento.

El problema principal de vibraciones en batimiento se considera resuelto, pero habrá que tener cuidado y evitar que el aerogenerador trabaje en los extremos de su margen de funcionamiento, ya que existe una resonancia entre el tercer modo (batimiento) y el decimoquinto armónico en el extremo superior del intervalo de trabajo. Ahora bien, el decimoquinto armónico es menos energético que los involucrados en resonancias anteriores, por lo que este problema no es tan delicado.

Tabla 11: Obtención de las Combinaciones Modo – Armónico con Problemas Solución Clásica

<i>Armónico</i>															
<i>Modo Propio</i>	1º	2º	3º	4º	5º	6º	7º	8º	9º	10º	11º	12º	13º	14º	15º
1º Batimiento	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK
2º Arrastre	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK	NO	NO	OK	OK	OK	OK
3º Batimiento	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK	NO
4º Batimiento	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK
5º Arrastre	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK	OK

4.1.4. Respuesta de la Pala – Solución Clásica

Si se compara el **desplazamiento de la punta de la pala** en el estado inicial con el obtenido de la solución clásica del problema de vibraciones:

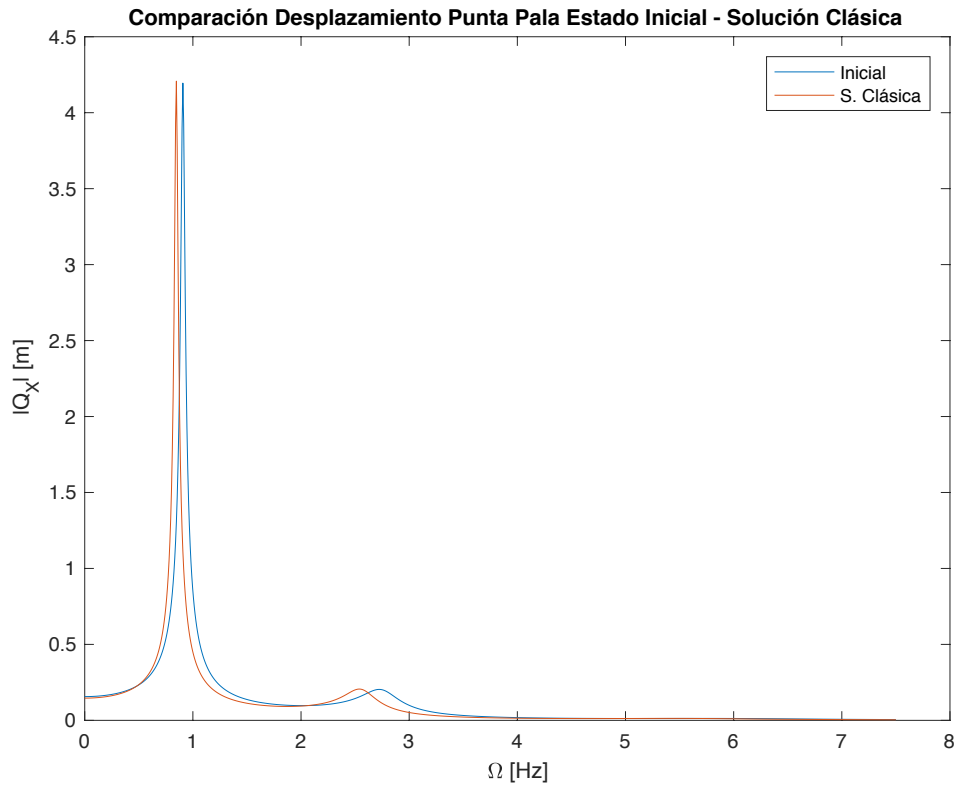


Figura 49: Comparación Desplazamiento en x Punta de Pala Estado Inicial – Solución Clásica

En esta representación se aprecia que los picos de la respuesta se han desplazado hacia la izquierda, es decir, hacia frecuencias más bajas. Este resultado concuerda con la disminución de las frecuencias propias que ya se había comentado con anterioridad, como no podía ser de otra manera.

Tras aplicar la solución clásica, la amplitud del movimiento de la punta de la pala a la frecuencia de resonancia inicial (la de la pala original) disminuye considerablemente:

Tabla 12: Comparación de la Amplitud del Movimiento Estado Inicial – Solución Clásica

Q_{INI} [m]	Q_{SCLAS} [m]	Δ [%]
4.1948	1.0210	24.34

Donde el parámetro Δ se ha definido como el cociente entre las amplitudes del movimiento de la punta de la pala a la frecuencia de resonancia inicial para el caso de la solución clásica y el de la pala original:



$$\Delta = 100 \cdot \frac{Q_{SCLAS}}{Q_{INI}}$$

Si se representa por separado el movimiento del extremo de la pala obtenido tras aplicar la solución clásica:

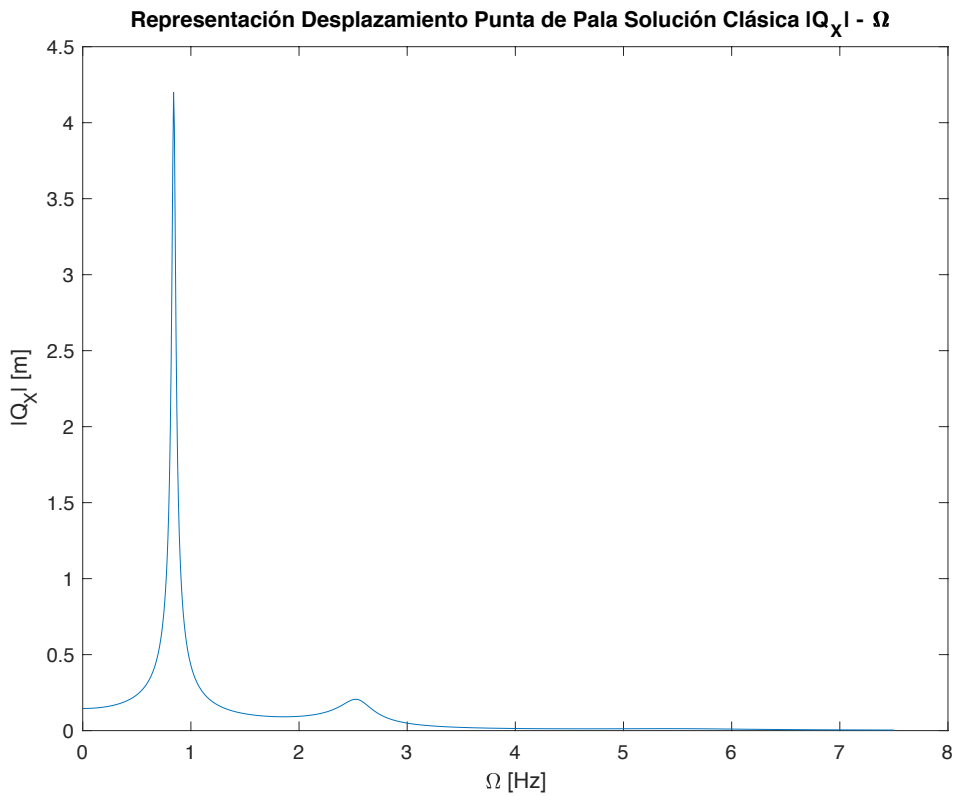


Figura 50: Desplazamiento en x Punta de Pala Solución Clásica

4.2. Solución por TMD

4.2.1. Parámetros Escogidos

Los **parámetros de los TMD** escogidos han sido los siguientes:

Tabla 13: Parámetros de los TMD I

Atenuador	Posición [m]	f Atenuar [Hz]	M_a [kg]	γ_a [-]
1º	47.73	0.9076	2250	0.05
2º	50.91	0.7185	1000	0.075
3º	44.55	1.1420	500	0.1

En la tabla anterior, la posición de los TMD se mide desde el buje del aerogenerador. En el caso del primer TMD, la frecuencia escogida para atenuar es la primera frecuencia de resonancia en amplitud, es decir:

$$f'_{Res\ Amp} = f \cdot \sqrt{1 - 2\gamma_{Est}^2}$$

Las frecuencias que atenúan los dos TMD siguientes son las dos nuevas que aparecen tras colocar el primer TMD; una mayor y otra menor que la inicial, tal y como indica la teoría desarrollada con anterioridad de los TMD.

Con la masa del TMD, su coeficiente de amortiguamiento adimensional y la frecuencia a atenuar se puede obtener su rigidez:

$$\sqrt{\frac{K_a}{M_a}} \cdot \sqrt{1 - 2\gamma_{TMD}^2} = 2\pi \cdot f'_{Res\ Amp} \rightarrow K_a$$

Con la masa, rigidez y coeficiente de amortiguamiento adimensional del TMD se obtiene su amortiguamiento:

$$\gamma_a = \frac{F_a}{2\sqrt{M_a K_a}} \rightarrow F_a$$

Según todo lo anterior, las propiedades de rigidez y amortiguamiento de los TMD resultan:

Tabla 14: Parámetros de los TMD II

Atenuador	K_a [kN/m]	F_a [kNs/m]
1º	73.5395	1.2863
2º	20.6111	0.6810
3º	26.2690	0.7248

4.2.2. Respuesta de la Pala – Solución TMD

Finalmente, se compara el **desplazamiento de la punta de la pala** en el estado inicial con el obtenido de la solución por TMD al problema de vibraciones:

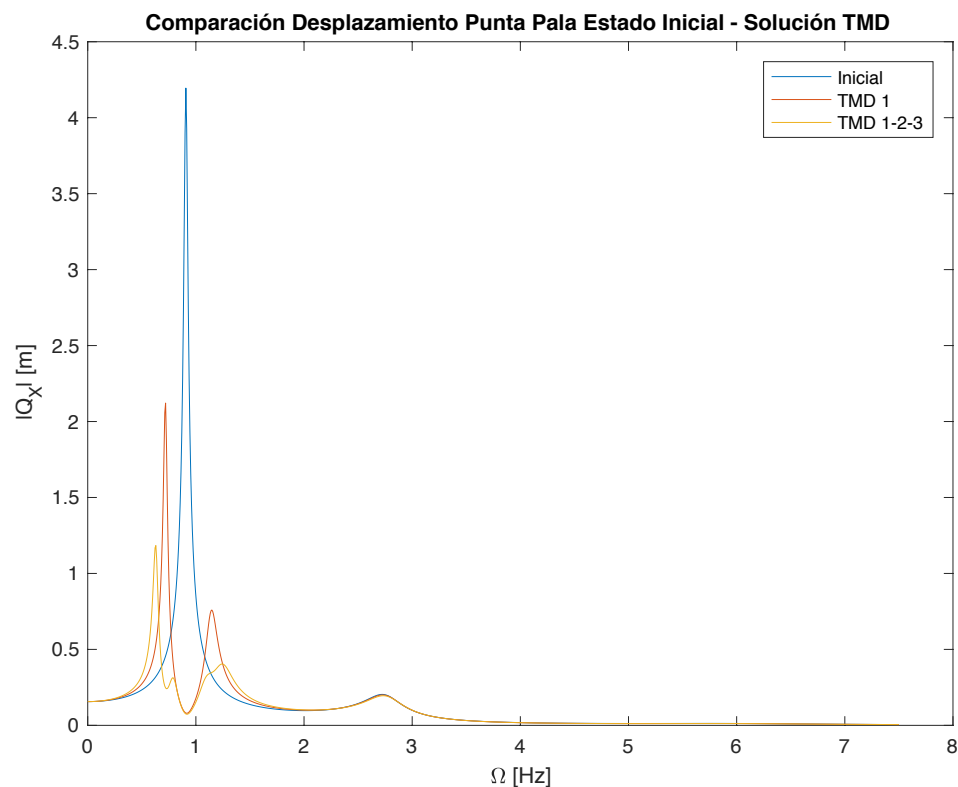


Figura 51: Comparación Desplazamiento en x Punta de Pala Estado Inicial – Solución TMD

Los resultados obtenidos concuerdan con la teoría de los TMD desarrollada en capítulos anteriores de este trabajo. Tras incorporar los tres TMD escogidos aparecen cuatro picos. Con la colocación del primero aparecen dos y, al incorporar los otros dos TMD, cada uno de esos picos se divide en otros dos.

Tabla 15: Modificación de las Frecuencias Naturales del Sistema No Conservativo con la Incorporación de los TMD

f^* Inicial [Hz]	f^* 1º TMD [Hz]	f^* 2º y 3º TMD [Hz]
0.9078	0.7186	0.6287
		0.7941
	1.1424	1.0914
		1.2496

Estos picos se separarían conforme aumenta el tamaño del TMD, en rigidez y/o en masa. Es necesario tener en cuenta que la respuesta de la pala nunca será nula si el amortiguamiento del TMD no es nulo. Una de las ventajas de la solución mediante atenuadores de vibraciones es que el pico de la respuesta no se desplaza a frecuencias mayores o menores (según el criterio elegido), sino que directamente se atenúa, evitando también así problemas en los regímenes transitorios.

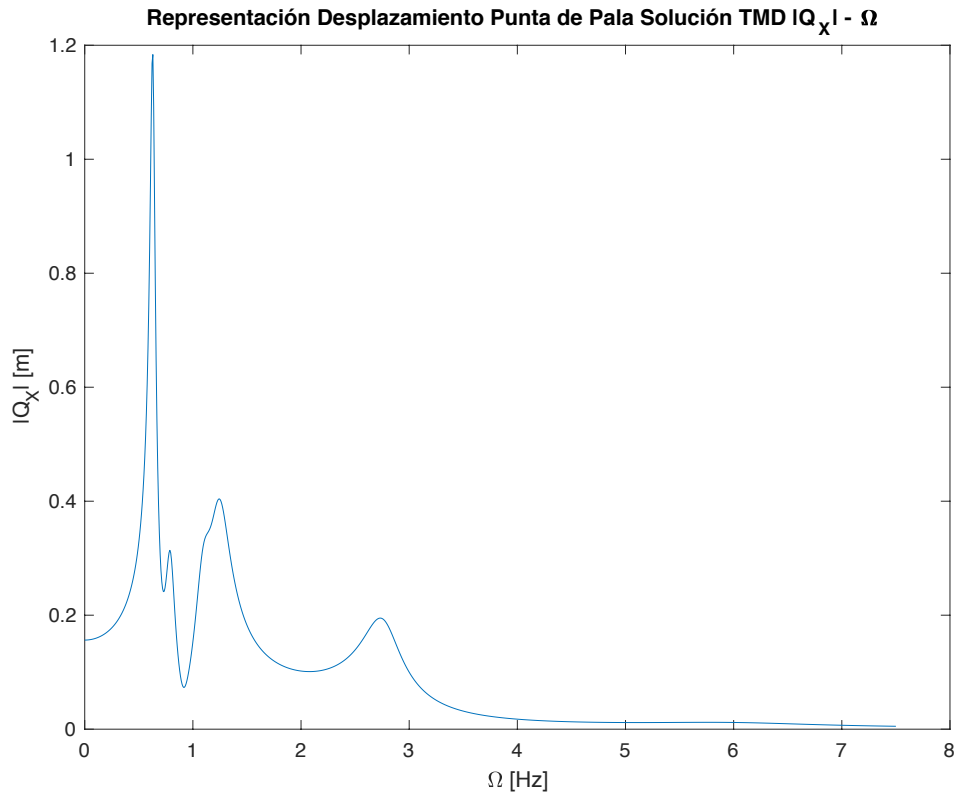


Figura 52: Desplazamiento en x Punta de Pala Solución TMD

Obteniendo el valor de la reducción en amplitud de la solución por TMD se puede realizar la comparación entre esta solución y la clásica:

Tabla 16: Comparación de la Amplitud del Movimiento
Estado Inicial – Solución TMD

Q_{INI} [m]	Q_{STMD} [m]	Δ [%]
4.1948	0.0750	1.79

Como se puede observar en la tabla superior, la reducción de la amplitud movimiento de la pala es mucho mayor que en el caso de la solución clásica, aun habiendo hecho uso de menos masa en el caso de la solución por atenuadores, concretamente se han necesitado 3750kg, unos 3954kg menos que en la solución tradicional.

Ahora bien, la solución obtenida en este apartado no es definitiva, pues en ella no se ha impuesto limitación alguna al movimiento de los TMD. Dicho movimiento está restringido por la longitud del cajón de torsión de la pala del aerogenerador.

La limitación al movimiento se impondrá en el siguiente capítulo de este texto, en la optimización de la estructura de TMD; pero si se representa la semilongitud del cajón de torsión y el movimiento máximo y mínimo de los atenuadores en el punto de la pala donde están situados se puede observar que, en esta primera solución, no se cumple que el movimiento de los TMD sea interior al cajón de torsión.

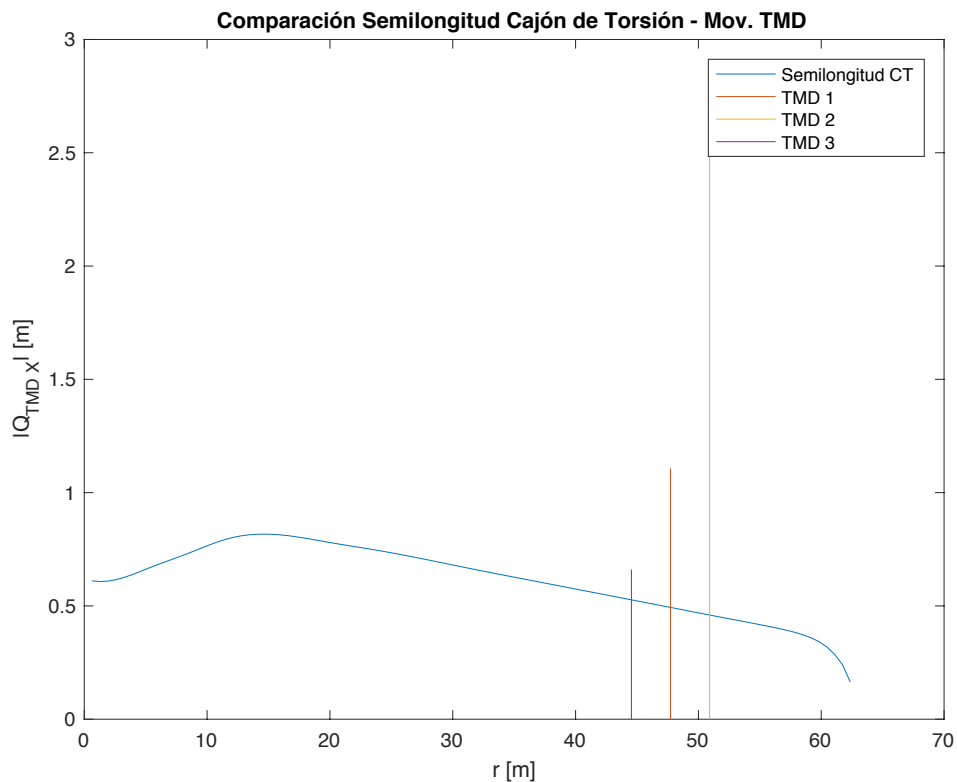


Figura 53: Comparación Semilongitud Cajón de Torsión – Movimiento TMD

Para que la solución mediante atenuadores al problema de vibraciones de la pala de aerogenerador compita con la solución tradicional, es necesario refinar la primera de estas soluciones para cumplir los criterios de seguridad y funcionalidad que se les piden a las palas de



aerogenerador. De esta forma se pueden llevar a cabo comparaciones entre ambas soluciones y extraer conclusiones acerca de la conveniencia o no de la solución mediante TMD.

5. Optimización del Conjunto de TMDs

En este capítulo se trata la optimización del conjunto de atenuadores mediante sus parámetros de posición, masa y coeficiente de amortiguamiento adimensional. A esta optimización se le impondrán una serie de restricciones con el fin de garantizar el correcto montaje y funcionamiento de la estructura. Antes de obtener los resultados de la optimización se ofrece una breve descripción del algoritmo utilizado en la misma. Finalmente, tras presentar los resultados, se ofrecen algunas conclusiones y comentarios acerca de la solución obtenida.

5.1. Variables de Diseño

Los parámetros de los atenuadores escogidos para optimizar han sido los siguientes: **posición, masa y coeficiente de amortiguamiento viscoso adimensional**. A estos parámetros se les ha impuesto una serie de límites (inferiores y superiores) con el fin de que esta solución sea viable y presente ventajas frente a la solución clásica al problema de vibraciones.

5.1.1. Restricción de Posición

Esta restricción se ha impuesto desde el punto de vista constructivo de la estructura. El montaje de los atenuadores en cualquier punto de la pala puede realizarse sin problemas antes del ensamblaje de ambas mitades, por lo que a priori no existe limitación en la posición de los TMD.

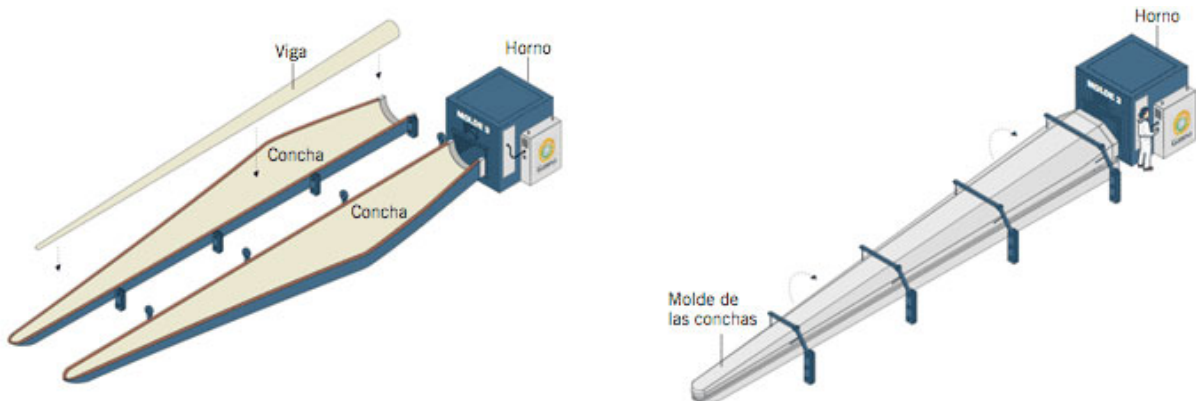


Figura 54: Montaje de una Pala de Aerogenerador

Fuente: <http://www.gamesacorp.com/es/productos-servicios/aerogeneradores/diseño-y-fabricación/proceso-fabricación-montaje.html>

Ahora bien, la instalación de los TMD implica realizar modificaciones en el cajón de torsión; por ejemplo, mediante el taladrado; que pueden afectar a la integridad estructural del cajón al cambiar los esfuerzos. Por este motivo, se ha decidido instalar los atenuadores en zonas de la pala con cajón de torsión suficientemente robusto como para que el TMD no suponga poner en riesgo el factor de seguridad local. Finalmente, el rango de variación en la posición es el siguiente:

$$0 \leq r[m] \leq Long. Pala - 15$$

5.1.2. Restricción Másica

El objeto de este texto es comprobar si es factible o no una solución mediante TMD al problema de vibraciones de las palas de aerogenerador. Para que la solución por TMD sea aconsejable frente a la solución clásica se han de cumplir una serie de condiciones, entre ellas se encuentra la condición de que la masa del conjunto de TMD sea menor que el incremento de masa total de la solución clásica. Según todo lo anterior, el rango escogido para la masa del atenuador ha sido:

$$50 \leq m [kg] \leq 7500$$

5.1.3. Restricción de Amortiguamiento

Si se quiere conseguir que el movimiento de la pala sea nulo a una frecuencia de resonancia lo ideal sería colocar un atenuador sin amortiguamiento ajustado a dicha frecuencia. Como se ha podido observar en la teoría de los TMD, el hecho de que el atenuador tenga amortiguamiento hace que la respuesta de la pala no pueda ser nula en la frecuencia de resonancia. Por todo ello interesarán valores del amortiguamiento cercanos a cero lo máximo posible, teniendo en cuenta que el sistema ideal sin amortiguamiento no existe en la realidad. El intervalo seleccionado para el coeficiente de amortiguamiento viscoso adimensional es:

$$0.05 \leq \gamma [-] \leq 0.25$$

5.2. Restricción al Movimiento de los TMD

En último lugar se tiene una restricción al movimiento de los atenuadores. Este movimiento ha de ser interno al cajón de torsión de la pala, pues en caso de no ser así se produciría la colisión entre los atenuadores y los largueros anteriores y/o posteriores de dicho cajón. Si esta situación tuviese lugar, el atenuador no funcionaría correctamente, volviendo a aparecer los problemas de resonancia. Además, se podrían producir daños en la estructura interna del cajón de torsión que resultarían en una reducción de la vida útil del aerogenerador.

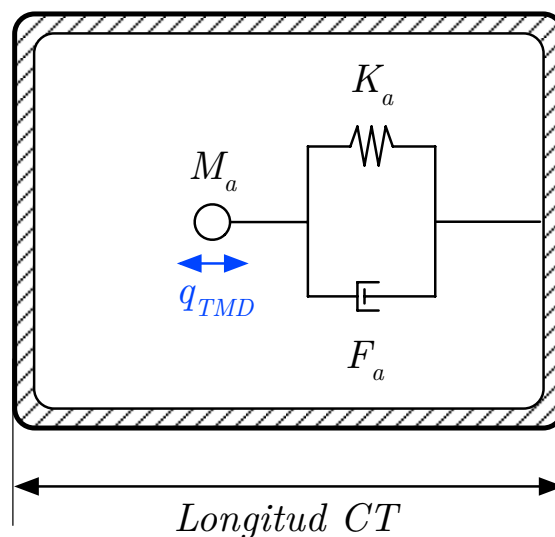


Figura 55: Limitación al Movimiento de los TMD

$$|q_{TMD}| \leq \frac{1}{2} \cdot Long_{CT}$$

5.3. Algoritmo Genético de Optimización

A la hora de optimizar los parámetros del atenuador de vibraciones se ha optado por un algoritmo genético de optimización. Un algoritmo genético es un método para solucionar problemas de optimización con o sin restricciones basándose en un proceso de selección natural que imita la evolución biológica. Este algoritmo modifica repetidamente una población de soluciones individuales. En cada paso, el algoritmo genético selecciona individuos de la población actual aleatoriamente y los utiliza como padres para producir los hijos de la siguiente generación. Tras varias generaciones sucesivas, la población “evoluciona” hacia una solución óptima. Respecto a los métodos de optimización clásicos, los heurísticos son más fiables (son capaces de encontrar soluciones donde otros fallan) y su coste computacional es superior (requieren de más evaluaciones, con lo que el tiempo del proceso se dispara).

En este caso en particular se ha optado por un algoritmo genético de optimización multiobjetivo con la siguiente estructura:

$$\min F(x) \text{ such that } \begin{cases} lb \leq x \leq ub \\ c(x) \leq 0 \end{cases}$$

Donde $F(x)$ es la función (o funciones) a minimizar; lb y ub son los límites inferior y superior del vector x , respectivamente; y $c(x)$ son las restricciones no lineales del problema. En el caso que nos atañe las dos funciones a minimizar son:

- Máximo de la respuesta de la pala.
- Masa del atenuador colocado.

A estas funciones se les han impuesto las restricciones que se han comentado previamente, de forma que la solución obtenida tras la optimización sí puede compararse y competir con los resultados de la solución clásica.

5.4. Resultado de la Optimización

Tras la optimización se ha obtenido la siguiente nube de soluciones:

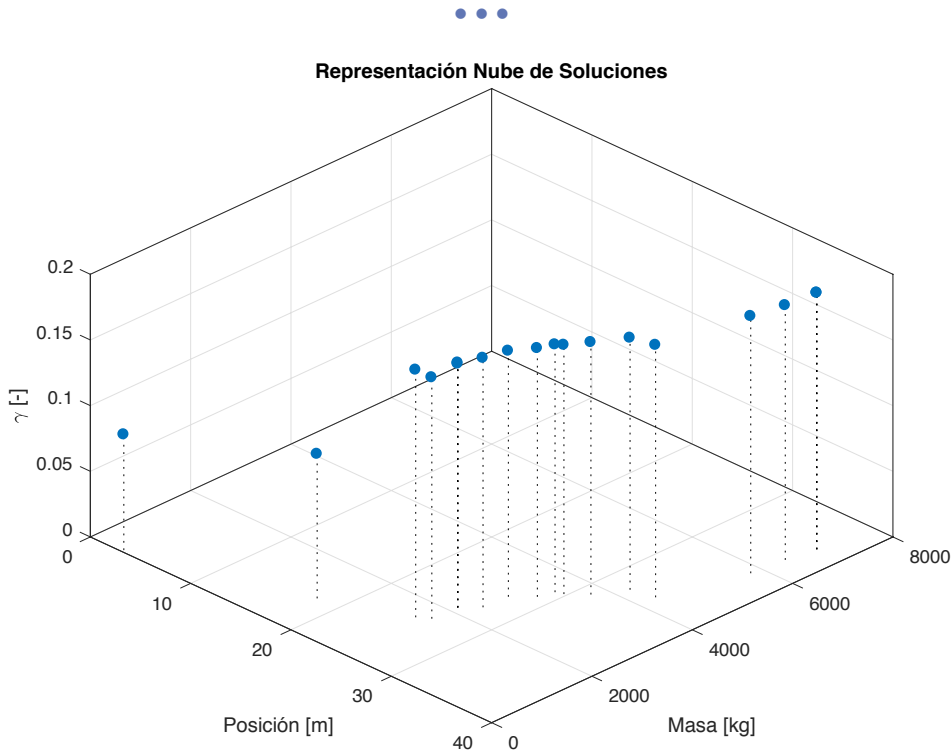


Figura 56: Representación de la Nube de Soluciones

Si se anotan las coordenadas de dichos puntos ordenados de menor a mayor masa se obtienen los parámetros de los TMD resultantes de la optimización, siendo cada una de las filas de la tabla anterior una solución válida al problema de optimización:

Tabla 17: Características de los TMD

<i>Posición</i> [m]	<i>Masa</i> [kg]	γ [-]	Q_{STMD} [m]	Δ_{STMD} [%]	Δ_{SCLAS} [%]
3.09	50	0.0879	4.1950	100	24.34
17.92	938	0.1098	4.0918	97.54	
24.87	1513	0.1883	3.6655	87.38	
25.83	1643	0.1836	3.4412	82.03	
25.94	2140	0.1864	3.2680	77.90	
25.94	2140	0.1856	3.2646	77.82	
27.15	2399	0.1897	2.9497	70.31	
27.28	2878	0.1871	2.7604	65.80	
28.73	3166	0.1892	2.3850	56.85	
29.11	3442	0.1884	2.1414	51.05	
29.75	3491	0.1896	1.9879	47.39	
31.15	3750	0.1920	1.6477	39.28	
32.59	4242	0.1917	1.2780	30.46	
34.67	4335	0.1920	0.9584	22.85	

36.82	5801	0.1956	0.5106	12.17	
37.11	6432	0.1937	0.4599	10.96	
37.56	6973	0.1953	0.3877	9.24	
37.55	6973	0.1953	0.3877	9.24	

Con el fin de determinar con mayor precisión la solución final, se han hecho dos optimizaciones más: una para masas pequeñas de los atenuadores (50-2000kg) y otra con masas mayores (2000-7500kg).

En el primer caso los resultados obtenidos han sido:

Tabla 18: Características de los TMD Masas Pequeñas

<i>Posición</i> [m]	<i>Masa</i> [kg]	γ [-]	Q_{STMD} [m]	Δ_{STMD} [%]	Δ_{SCLAS} [%]
6.22	50	0.0500	4.1949	100	24.34
22.15	118	0.1382	4.1600	99.17	
22.68	320	0.1567	4.0997	97.73	
24.35	381	0.1671	4.0533	96.62	
24.85	449	0.1847	4.0227	95.89	
24.63	493	0.1792	4.0002	95.36	
24.98	577	0.1766	3.9645	94.51	
25.04	693	0.1805	3.9272	93.62	
25.38	700	0.1917	3.9036	93.05	
24.99	818	0.1778	3.8764	92.41	
25.54	918	0.1896	3.8147	90.93	
25.30	976	0.1828	3.7767	90.03	
24.75	1134	0.1790	3.7661	89.78	
26.12	1169	0.1938	3.6645	87.35	
25.19	1236	0.1785	3.6635	87.33	
25.72	1421	0.1792	3.5957	85.71	
26.73	1654	0.1949	3.3856	80.71	
26.73	1654	0.1949	3.3856	80.71	

Se ha incorporado a la derecha de las distintas soluciones obtenidas en la optimización la amplitud del movimiento de la punta de la pala a la frecuencia de resonancia inicial tras la

incorporación del TMD. En la tabla anterior, los parámetros más importantes a tener en cuenta son: el valor de la amplitud del movimiento de la punta de la pala (que tendrá que ser menor o igual que el valor obtenido con la solución clásica) y la masa del atenuador escogido.

Tras observar la tabla superior se puede deducir que no es posible competir contra la solución clásica al problema de vibraciones con masas de los atenuadores tan pequeñas. Esto es debido a que la reducción de la amplitud del movimiento es mucho menor en este caso que la obtenida mediante la solución clásica.

Después de optimizar con masas mayores de los atenuadores las soluciones obtenidas han sido:

Tabla 19: Características de los TMD
Masas Grandes

<i>Posición</i> [m]	<i>Masa</i> [kg]	γ [-]	Q_{STMD} [m]	Δ_{STMD} [%]	Δ_{SCLAS} [%]
1.11	2000	0.0500	4.1950	100	24.34
1.11	2000	0.0500	4.1950	100	
21.12	2000	0.1091	3.6982	88.16	
26.14	2226	0.1695	3.1579	75.28	
27.62	2398	0.1907	2.9553	70.45	
26.15	2754	0.1629	2.9365	70.00	
26.58	3067	0.1743	2.7638	65.88	
27.72	3154	0.1752	2.4522	58.45	
28.22	3354	0.1692	2.3481	55.97	
29.90	3809	0.1820	1.8477	44.05	
31.77	3972	0.1838	1.4206	33.87	
32.20	4332	0.1872	1.2385	29.52	
34.52	4732	0.1819	0.8567	20.42	
35.90	5256	0.1937	0.6751	16.09	
35.45	5751	0.1761	0.5787	13.79	
35.58	6225	0.1821	0.5522	13.16	
36.49	6698	0.1939	0.4896	11.67	
37.24	7113	0.1942	0.3787	9.03	

De esta segunda tabla sí se pueden extraer soluciones competentes frente a la solución clásica, concretamente todas las que cumplan que:

$$\Delta_{STMD} \leq \Delta_{SCLAS}$$

Como se puede observar en la tabla superior, existen soluciones que, con una menor masa que la necesaria en la solución clásica, consiguen que el pico de la respuesta de la pala en la frecuencia de resonancia inicial se atenúe en mayor medida. Además, se observa la tendencia de que cuanto más al extremo de la pala se coloca el TMD, mayor es la masa del atenuador y mayor es la reducción de la amplitud del movimiento de la punta de la pala. Este hecho no podría ser de otra forma, pues si se quiere atenuar el primer modo en batimiento, cuya forma es la de flexión de una viga, interesa colocar los atenuadores en aquellos puntos que presenten un mayor movimiento, en este caso el extremo de la pala.

De entre todas las soluciones posibles se ha escogido la de menor masa del atenuador, es decir:

Tabla 20: Características del TMD Solución

<i>Posición</i> [m]	<i>Masa</i> [kg]	γ [-]	Q_{STMD} [m]	Δ_{STMD} [%]	<i>Ahorro de Masa</i> [kg]
34.52	4732	0.1819	0.8567	20.42	2972

Donde el ahorro de masa, en torno a unos 2972kg, se ha medido respecto al incremento de masa de la solución clásica. Acto seguido se presenta la respuesta de la pala después de incorporar a la estructura un TMD con estas características en concreto:

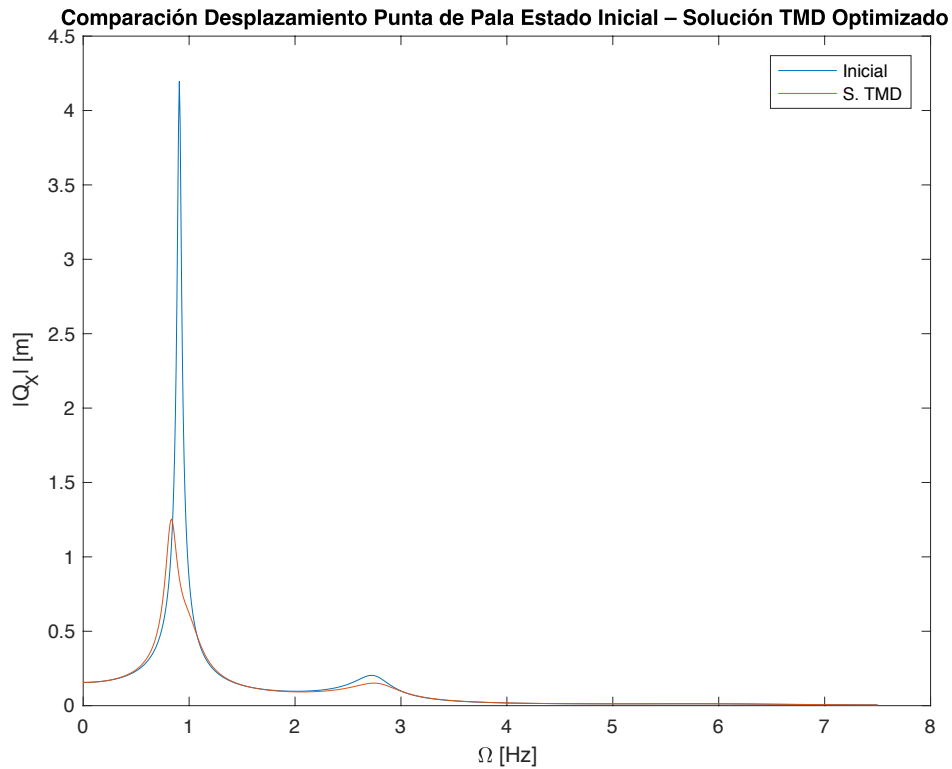


Figura 57: Comparación Desplazamiento en x Punta de Pala Estado Inicial – Solución TMD Optimizado

Tras añadir el atenuador a la estructura se observa una gran reducción en la amplitud de la respuesta de la pala, tal y como era de esperar. A primera vista, puede parecer que esta solución no supone una gran ventaja con respecto a la solución tradicional, ya que la atenuación de la amplitud del movimiento de la pala es del mismo orden en ambos casos. Ahora bien, la solución mediante atenuadores presenta una gran ventaja desde el punto de vista global, debido a que el pico de la respuesta no se desplaza hacia otra frecuencia, si no que se atenúa. De esta forma los regímenes transitorios del sistema también quedan protegidos.

Finalmente, representando por separado la respuesta de la pala con el TMD:

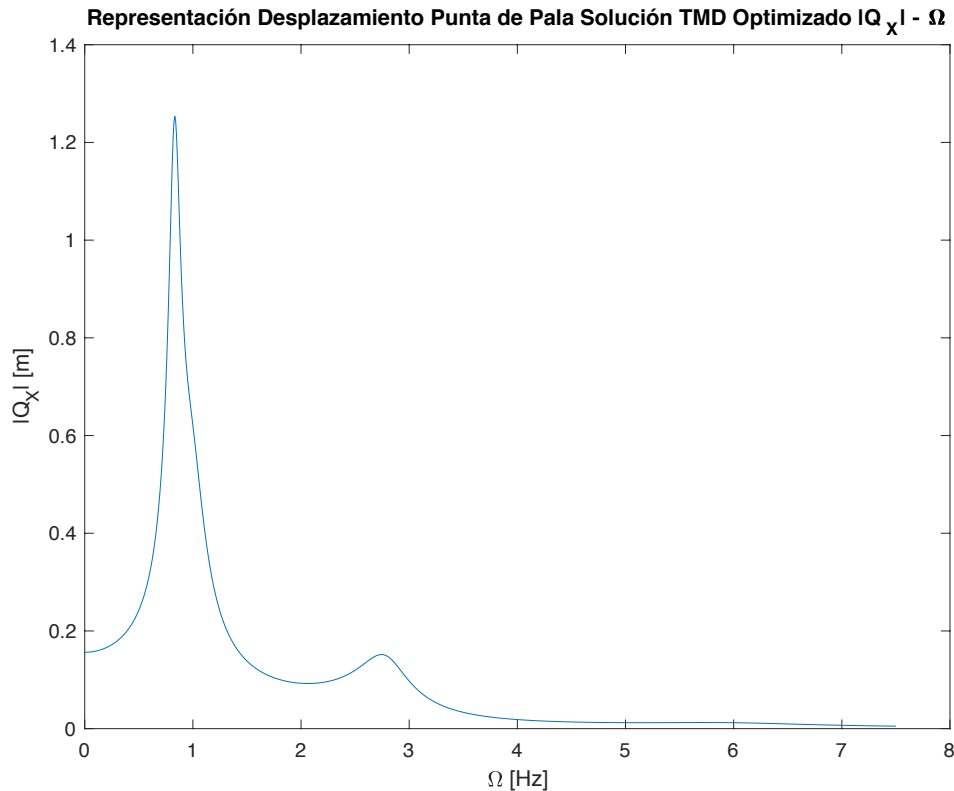


Figura 58: Desplazamiento en x Punta de Pala Solución TMD Optimizado

5.5. Comentarios a la Solución por TMD

Una vez obtenidos los resultados de la optimización se pueden arrojar una serie de conclusiones acerca del uso de los atenuadores dinámicos en la solución de los problemas de vibraciones en las palas de aerogenerador.

En primer lugar, la fabricación e instalación de este sistema es factible. En cuanto a la fabricación de estos dispositivos, se puede decir que hoy en día no supone ningún problema la fabricación de un dispositivo basado en una masa, un resorte y un disipador viscoso; pudiendo ser cada uno de esos elementos, por ejemplo, una bola de hierro, un muelle de acero y disco poroso con aceite, respectivamente. En cuanto a la instalación, esta puede realizarse en el momento inmediatamente anterior al ensamblaje de las dos mitades de la pala del aerogenerador, teniendo en cuenta en todo momento que la unión del atenuador a la estructura no pone en peligro la integridad estructural del cajón de torsión. Para ello deberá de estudiarse la nueva distribución de esfuerzos tras el taladrado, si es que se elige este método para anclar el atenuador a la estructura.

Tal y como se ha comentado brevemente con anterioridad, el uso de un sistema de atenuadores presenta una gran ventaja y es que esta solución no se basa en mover la frecuencia de resonancia hacia frecuencias menores o mayores (según el criterio de selección), es decir, no se basa en mover el pico de la respuesta del sistema; sino que se basa en atenuarlo. En el primer caso, se soluciona el problema a la frecuencia de resonancia, pero el problema sigue ahí para una frecuencia diferente, pudiendo

aparecer en regímenes transitorios de funcionamiento y ocasionar daños por fatiga a la estructura con el continuo encendido/apagado del sistema. Con la incorporación de los TMD se atenúa el pico de la respuesta, sin enviarlo o moverlo a otra frecuencia diferente. Eso sí, habrá que tener cuidado de que los dos picos en la respuesta que aparecen tras colocar un atenuador no ocasionen daño a la estructura, ya sea porque tienen lugar a una frecuencia problemática, o porque su amplitud es demasiado grande.

Además, se ha podido comprobar que esta solución requiere menos incremento de masa en la estructura que la solución clásica al problema de vibraciones, produciendo una atenuación del pico de la respuesta aún mayor. Este hecho resulta en una pala más ligera y por tanto mejor, a la hora de extraer potencia de la corriente incidente.

Señalando una bondad más de esta solución se puede decir que el atenuador se ha incorporado a una pala de aerogenerador ya construida, en el sentido de que si se diseña una pala de aerogenerador pensada para albergar atenuadores en su interior sería posible relajar las limitaciones que se han impuesto en la posición de los TMD (llegando más cerca de la punta de la pala) y en su movimiento dentro del cajón de torsión (dejando más libertad a su movimiento). De esta forma los resultados de la optimización podrían ser incluso más favorables a esta solución.

Finalmente, se señalan a continuación algunas desventajas e inconvenientes de esta solución. La primera, y quizás una de las más problemáticas, es el cambio de una práctica tan extendida, como es la solución clásica, a este nuevo procedimiento. Los fabricantes de aerogeneradores pueden mostrarse reticentes a probar este nuevo método y esperar a que el sistema con atenuadores se pruebe eficaz, postura completamente comprensible debido al elevado precio de los sistemas con los que se trata.

Otro inconveniente del sistema de atenuadores es el mantenimiento de los mismos. Esta desventaja puede solucionarse con el ensamblaje de un TMD que no requiera mantenimiento a lo largo de la vida útil del aerogenerador (entre 20 y 25 años). Algunos fabricantes, como los de la referencia [15], ofrecen atenuadores cuyo mantenimiento no es necesario, según el vendedor, hasta unos 60 años después de la instalación.

6. Conclusiones

Las necesidades energéticas de la humanidad han ido creciendo conforme crecía la población mundial y evolucionaba la sociedad hacia una donde los aparatos electrónicos se usan cada vez más. Este acusado crecimiento puede suponer un problema si para satisfacer la demanda únicamente se utilizan fuentes de energía no renovables, ya que tarde o temprano estas se agotarán. Es aquí donde se refleja la enorme y creciente importancia de las fuentes de energía renovables, entre ellas la energía eólica, sobre todo si se quiere que el crecimiento de la sociedad sea sostenible.

La energía eólica proviene del viento, concretamente de la energía cinética generada por el efecto de las corrientes de aire. En torno a 1979, comenzó la fabricación en serie de pequeños aerogeneradores, sistemas ideados para convertir la energía cinética del viento en energía eléctrica, que han ido creciendo en tamaño hasta alcanzar potencias que rondan los 5MW.

La potencia de un aerogenerador es proporcional al área barrida por el rotor de palas, por lo que si se quiere obtener altas potencias interesan tamaños de pala elevados. La principal limitación a seguir aumentando el tamaño de las palas es que es necesaria una mayor rigidez de las mismas para evitar la posible colisión entre la pala y la torre debida a la deflexión de la primera. Además, esta modificación en la rigidez de la pala hace que las frecuencias propias de la misma varíen, pudiendo tener lugar fenómenos de resonancia y ocasionar el fallo de la estructura.

La solución al problema de vibraciones puede afrontarse desde dos puntos de vista diferentes:

- Solución Clásica: se modifica la masa o la rigidez de la pala para alejar la frecuencia natural de la frecuencia forzante.
- Solución por TMD: se incorporan una serie de atenuadores de vibraciones a la estructura con el fin de modificar la respuesta de la pala.

El TMD es un dispositivo que se acopla en estructuras con el objetivo de reducir la amplitud de las vibraciones mecánicas. Para la caracterización de estos dispositivos se pueden definir una serie de parámetros, como el factor másico y el coeficiente de amortiguamiento viscoso adimensional, de gran influencia en la respuesta del sistema final. Cabe destacar el hecho de que no es posible conseguir que la amplitud del movimiento del sistema que se quiere atenuar sea nula a la frecuencia de resonancia cuando el amortiguamiento del TMD no es nulo.

Para realizar un estudio dinámico de las características de la pala se realiza un modelo de elementos finitos de seis grados de libertad (tres giros y tres rotaciones). En este modelo son necesarias las propiedades másicas y estructurales de la pala, obtenidas tras la definición de la aerodinámica de la misma. Tras la incorporación al modelo del incremento de rigidez debido a la fuerza centrífuga; la reducción estática de Guyan, con el fin de agilizar los cálculos; las cargas externas, simulando un estado de cargas real; y el amortiguamiento de la estructura, amortiguamiento viscoso con matriz proporcional; se calcula la respuesta de la pala y se realiza un estudio de las características modales de la misma.

Los resultados de este estudio revelan que el amortiguamiento de la estructura hace que los picos de la respuesta se atenúen, como no podía ser de otra manera. Esta atenuación puede hacer que los picos que originalmente eran pequeños ahora no aparezcan en las representaciones. En cuanto a las características modales de la estructura, se pueden dividir los modos propios en modos propios de batimiento y de arrastre, siendo mucho más peligrosos los primeros al implicar el movimiento de las palas fuera del plano de giro del rotor, pudiendo ocasionar el choque entre pala y torre. La interpretación de los resultados muestra que es necesario realizar modificaciones a la pala pues, dentro del margen de funcionamiento del aerogenerador, se producen resonancias con los modos propios peligrosos, los de batimiento.

El criterio escogido en este texto para llevar a cabo la solución clásica ha sido el de aumentar los espesores de los elementos no resistentes, ya que, en este caso en concreto, era menos costoso el disminuir las frecuencias propias que aumentarlas para solucionar el problema de vibraciones. Tras esta modificación de espesores se ha conseguido desplazar el pico de la respuesta hacia frecuencias más bajas, quedando fuera del margen de trabajo del aerogenerador. Sin embargo, el pico de la respuesta sigue existiendo (sin haberse atenuado) para otra frecuencia diferente, pudiendo ocasionar problemas en los regímenes transitorios del sistema.

En la optimización de la solución mediante atenuadores se ha decidido modificar sus parámetros de posición, masa y coeficiente de amortiguamiento viscoso adimensional. Esta modificación no ha sido libre, si no que dichas variables presentaban restricciones con el objetivo de que la solución obtenida fuese lo más real posible y no pusiese en peligro la integridad estructural de la pala de aerogenerador. Finalmente, los resultados obtenidos muestran que con una menor masa que el incremento necesario en la solución clásica es posible obtener una mayor atenuación de la respuesta.

Tabla 21: Comparación Solución Clásica – Solución TMD

<i>Solución</i>	<i>Incremento de Masa [kg]</i>	<i>Δ [%]</i>
<i>Clásica</i>	7704	24.34
<i>TMD</i>	4732	20.42

A la ventaja en cuanto a ligereza de la solución mediante atenuadores hay que sumarle otra de gran importancia y es que esta solución se basa en atenuar el pico de la respuesta, no en desplazarlo hacia frecuencias mayores o menores. De esta forma los regímenes transitorios del sistema también quedan protegidos evitando así que la maquinaria sufra daños en los continuos encendidos y apagados.

Referencias

- [1] Á. G. Velázquez y J. R. Arias, Motores Alternativos, 2ª edición ed., Madrid: Garceta, 2014.
- [2] J. M. Casas, F. Gea, E. Javaloyes, A. Martín, J. Á. Pérez, I. Triguero y F. Vives, Educación Mediambiental, Alicante: Editorial Club Universitario, 2008.
- [3] «Eکیدom Energías Renovables,» 24 Enero 2013. [En línea]. Available: <http://www.ekidom.com/>.
- [4] Danish Wind Industry Association, «Danish Wind Industry Association,» 6 Mayo 2003. [En línea]. Available: <http://www.windpower.org/>.
- [5] J. A. Navarro, PFC Diseño Preliminar de un Aerogenerador de 3MW, Madrid: UPM, 2010.
- [6] GWEC, Global Wind Energy Council, «Global Wind Report - Annual Market Update,» 1 Abril 2016. [En línea]. Available: www.gwec.net.
- [7] P. García-Fogeda y F. Arévalo, Introducción a la Aeroelasticidad, 2ª edición ed., Madrid: Garceta, 2014.
- [8] Taipéi 101, «Taipéi 101,» 15 Septiembre 2006. [En línea]. Available: <http://www.taipei-101.com.tw/>.
- [9] D. Rodrigo, PFC Diseño Preliminar de un Aerogenerador de 4.5MW de Potencia, Madrid: UPM, 2011.
- [10] F. Meng, Aero-elastic Stability Analysis for Large-Scale Wind Turbines, Enschede: PrintPartners Ipskamp, 2011.
- [11] P. I. Kattan, MATLAB Guide to Finite Elements An Interactive Approach, Springer, 2002.
- [12] S. V. Hoa, «Vibration of a Rotating Beam with Tip Mass,» *Journal of Sound and Vibration*, nº 61, pp. 427-436, 1979.
- [13] J. Aginaga, Implementación de Métodos de Validación y Ajuste Modal de Modelos de Elementos Finitos, Pamplona: UPN, 2007.
- [14] P. García-Fogeda y Á. Sanz, Introducción a las Vibraciones, 2ª edición ed., Madrid: Garceta, 2014.
- [15] CKTI-Vibroseism Ltd., «CKTI-Vibroseism Ltd.,» 2008. [En línea]. Available: <http://www.cvs.spb.su/en/>.